



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

# DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAPOTA ELÉCTRICA PARA UN VEHÍCULO 4X4



**Memoria – Presupuesto - Anexos**

**Autor:** Jon Rubio Bocero  
**Director:** Benito Javier Luzón Narro  
**Departamento:** EM  
**Convocatoria:** Junio 2019



## Resumen del Trabajo

El trabajo consiste en el diseño, cálculo, fabricación y posterior adaptación de una capota eléctrica en un vehículo 4x4 de dimensiones reducidas. Para ello, se llevará a cabo un estudio de fuerzas y momentos en los elementos que intervienen en la abertura y cierre de la misma.

El trabajo constará de tres fases:

La primera fase del proyecto, se basará en el diseño de la capota; para ello se utilizará un programa CAD tomando como referencia las medidas reales del vehículo.

La segunda fase constará de los cálculos necesarios para la elección de los elementos y materiales más adecuados para la construcción de la capota.

Por último, la tercera fase se centrará en la construcción de un prototipo a escala real de la capota, y la adaptación del vehículo para su montaje.

## Resum del treball

El treball consistirà en el disseny, càlcul, fabricació i posterior adaptació d'una capota elèctrica en un vehicle 4x4 de dimensions reduïdes. Per al seu desenvolupament, es durà a terme un estudi de forces i moments en els elements que intervenen en l'obertura i tancament de la mateixa.

El treball constarà de tres fases:

La primera fase del projecte, es basarà en el disseny de la capota utilitzant un programa de disseny CAD prenent com a referència les mesures reals del vehicle.

La segona fase constarà dels càlculs necessaris per a l'elecció dels elements i materials més adequats per a la construcció de la capota.

Finalment, la tercera fase es centrarà en la construcció d'un prototip a escala real de la capota, i l'adaptació del vehicle per al seu muntatge.



## Abstract

The project consists of the design, manufacture and subsequent adaptation of an electric soft top in a 4x4 vehicle of reduced dimensions. For this purpose, a study of forces and moments in the elements that intervene in the opening and closing of the same will be carried out.

The work will consist of three phases:

The first phase of the project will be based on the design of the top; For this, a CAD program will be used, taking as a reference the actual measurements of the vehicle.

The second phase will consist of the necessary calculations for the selection of the most suitable elements and materials for the construction of the soft top.

Finally, the third phase will focus on the construction of a full-scale prototype of the top, and the adaptation of the vehicle for its assembly.

## Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer al tutor, Javier Luzón, por su dedicación, ayuda y asesoramiento a lo largo de este trabajo.

En segundo lugar, agradecer a Ignasi Parrón, por la cesión del vehículo sobre el que se ha realizado el proyecto; y se ha montado el prototipo.

En tercer lugar, agradecer a mi padre, Pedro Rubio, por la implicación y la ayuda en la construcción del prototipo del proyecto.

También agradecer a la empresa Bagués de Premiá de Dalt, por su ayuda con la fabricación de las piezas de mayor complicación.

Finalmente, agradecer el apoyo y comprensión de familiares y amigos.

## Índice

Resumen del Trabajo.....	III
Resum del treball .....	IV
Abstract.....	V
Agradecimientos .....	VI
1. Prefacio .....	1
1.1. Objetivo del trabajo.....	1
1.2. Motivación .....	1
1.3. Requerimientos previos .....	1
1.4. Contextualización .....	2
1.5. Estudio de mercado.....	2
2. Introducción .....	3
2.1. Alcance del proyecto .....	3
2.2. Procedimientos principales .....	3
2.3. Limitaciones en el desarrollo del proyecto .....	4
3. Historia del automóvil .....	5
4. Descripción del vehículo.....	6
5. Inicio del proceso de diseño de la capota.....	7
6. Descripción de la capota .....	8
6.1. Descripción general.....	8
6.2. Movimientos descritos .....	8
6.3. Ergonomía .....	10
7. Elección de la lona .....	12
8. Estudio aerodinámico.....	13
8.1. Fuerzas generadas por el aire sobre la lona .....	13
8.2. Esfuerzos generados por el aire al bajar las ventanillas, o circular con el techo retráctil abierto .....	14
8.3. Fuerzas generadas por el aire sobre el protector frontal .....	17
9. Análisis de esfuerzos sobre el mecanismo .....	19
9.1. Análisis estático. Aplicación de esfuerzos conocidos.....	19
9.1.1. Travesero delantero .....	20
9.1.2. Travesero medio.....	22
9.1.3. Travesero trasero .....	23
9.1.4. Elemento de unión entre travesero delantero y husillo .....	25
9.1.5. Conector adaptador - husillo .....	26

9.1.6.	Cajón de deslizamiento y anclaje .....	27
9.1.7.	Montante delantero .....	29
9.1.8.	Brazo del mecanismo – 27cm .....	30
9.1.9.	Brazo del mecanismo – 42cm .....	31
9.1.10.	Brazo del mecanismo – 32 cm .....	32
9.1.11.	Brazo del mecanismo – 17cm .....	33
9.1.12.	Montante trasero .....	34
9.1.13.	Brazo principal .....	36
9.1.14.	Brazo secundario .....	36
9.1.15.	Soporte mecanismo – vehículo.....	37
9.1.16.	Soporte inferior .....	38
9.1.17.	Tapa aerodinámica frontal.....	39
9.2.	Comprobación del dimensionamiento. Diseño resistente. Descripción. ....	40
9.2.1.	Travesero delantero .....	41
9.2.2.	Travesero medio .....	43
9.2.3.	Travesero trasero .....	45
9.2.4.	Elemento de unión entre travesero delantero y husillo .....	47
9.2.5.	Cajón de deslizamiento y anclaje.....	49
9.2.6.	Montante delantero .....	53
9.2.7.	Brazo del mecanismo – 27cm .....	55
9.2.8.	Brazo del mecanismo – 42cm .....	57
9.2.9.	Brazo del mecanismo – 32cm .....	59
9.2.10.	Brazo del mecanismo – 17cm .....	61
9.2.11.	Montante trasero .....	63
9.2.12.	Brazo principal .....	65
9.2.13.	Brazo secundario .....	67
9.2.14.	Soporte mecanismo – vehículo.....	69
9.2.15.	Soporte inferior .....	71
9.2.16.	Tapa aerodinámica frontal.....	73
9.3.	Elección de ejes/tornillos/tuercas .....	75
9.3.1.	Ejes/tornillos de giro del mecanismo delantero .....	75
9.3.2.	Tornillos de sujeción entre elementos.....	79
9.3.3.	Ejes/tornillos de giro del mecanismo trasero .....	79
9.3.4.	Tornillos que soportan el elemento de sujeción mecanismo vehículo .....	83
9.4.	Cálculo de rodamientos .....	84
9.4.1.	Rodamientos del husillo de deslizamiento de la zona delantera .....	84

10.	Cálculo de la potencia necesaria de los motores/actuadores .....	86
10.1.	Motores que accionan el techo retráctil.....	86
10.2.	Actuadores que realizan el giro de la parte delantera del mecanismo.....	87
10.3.	Actuadores que levantan la parte trasera del mecanismo .....	89
11.	Programa que controla los actuadores y motores.....	92
12.	Esquema eléctrico y electrónico.....	95
13.	Elementos adicionales que conforman la capota .....	96
13.1.	Motores o actuadores .....	96
13.1.1.	Motores que controlan el techo retráctil .....	96
13.1.2.	Actuadores que realizan el giro de la parte delantera del mecanismo .....	97
13.1.3.	Actuadores que realizan la elevación de la parte trasera de la capota .....	97
13.2.	Fijación de los elementos móviles. ....	98
13.3.	Elementos eléctricos .....	99
13.3.1.	Cálculo de potencia que consumen los actuadores.....	99
13.3.2.	Selección de cableado .....	100
13.3.3.	Selección de batería .....	100
13.4.	Unidad de control.....	101
13.5.	Estanqueidad.....	103
14.	Modificaciones o incorporaciones requeridas en el vehículo para la instalación de la capota 104	
14.1.	Eliminación de las barras de sujeción de los cinturones de seguridad traseros. ...	104
14.2.	Creación de un elemento travesero en la parte trasera del vehículo. ....	104
14.3.	Elemento de protección aerodinámica frontal. ....	105
15.	Creación del prototipo .....	106
15.1.	Construcción basada en planos y montaje .....	106
15.2.	Resultado final.....	109
16.	Impacto ambiental .....	112
17.	Conclusiones .....	113
18.	Presupuesto y/o análisis económico .....	114
19.	Bibliografía .....	118
20.	Anexos.....	119
20.1.	Planos .....	119
20.2.	Planos, fichas técnicas y esquemas de componentes y elementos normalizados	120

## 1. Prefacio

### 1.1. Objetivo del trabajo

El objetivo principal del presente trabajo es el diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica automatizada para un vehículo 4x4. Para ello, se realizarán diversas iteraciones de diseño, posteriormente se hará un cálculo de esfuerzos para el dimensionamiento de elementos, y finalmente, si es posible, se construirá un modelo a escala real del resultado final.

En base a este objetivo, se han formulado los siguientes objetivos específicos:

- Realizar el diseño de una capota eléctrica para un Suzuki Vitara.
- Comprobar la resistencia de los elementos que conforman el mecanismo diseñado.
- Escoger los materiales de fabricación teniendo en cuenta el factor económico y el impacto ambiental que generan.
- Elegir los elementos normalizados que mejor se ajusten a nuestro diseño.
- Desarrollar de manera práctica un prototipo a escala real del mecanismo diseñado.

### 1.2. Motivación

La motivación del siguiente trabajo radica en el uso continuado de una capota de lona no automatizada (original del vehículo) que requiere de un desmontaje total para el descubrimiento del mismo. La capota que monta el vehículo al inicio del trabajo, es la capota de lona original del vehículo; por lo que se trata de un elemento con un envejecimiento notable, y que muestra distintos signos de desgaste, como descosidos y pérdida de color, o la reducción de visibilidad a través de las ventanas posterior y laterales, conformadas de plástico transparente.

Debido a ello, se tratará de construir una capota automática, que no requiera al usuario parar, bajarse del vehículo ni desmontar ningún elemento, y que se recoja en el menor tiempo posible.

Además, se escoge este tema, porque plantea la posibilidad de construir el modelo, y no solo de trabajar el diseño y el cálculo mediante herramientas virtuales; sino poder utilizar el trabajo como un elemento para cubrir una necesidad.

### 1.3. Requerimientos previos

El requerimiento principal para empezar con el diseño de la capota, es la obtención del vehículo con el que se va a trabajar. En este caso, se trata de un Suzuki Vitara del año 1990; que usaremos como origen del trabajo, tomando las medidas que sean necesarias para diseñar una capota que se ajuste a él lo mejor posible.

Como segundo requerimiento, se considera la posibilidad de encontrar un lugar en el que fabricar los elementos previamente diseñados. Se dispone de un taller, con lo que se solucionará este requerimiento.

#### 1.4. Contextualización

El mecanismo diseñado en este trabajo, está pensado para facilitar el día a día de los usuarios con vehículos descapotables cuyo techo no está automatizado; para ello, se ha diseñado un sistema de cierre y apertura automático que dotará de comodidad y velocidad de plegado al conductor del vehículo, así como de autonomía debido a que se convertirá en una operación realizable cómodamente por una persona, y no será necesaria la intervención de un segundo usuario para su montaje y desmontaje.

Aunque durante la etapa de fabricación del Suzuki Vitara ya había modelos con techo retráctil automático, por ejemplo, el conocido Volkswagen Golf Cabriolet o el Saab 900 Cabrio, Suzuki optó por un techo manual, que consta de diversos pasos y, sobre todo, necesita de dos personas para realizar óptimamente su operación. Además, el techo no se repliega sobre sí mismo, sino que se debe extraer la lona por completo y después asegurar los elementos que la fijan y le dan forma; por lo que se trata de una operación lenta y que sólo se puede realizar con el vehículo parado.

Lo que se pretende, es construir un mecanismo que realice toda la operación él solo, mediante un pulsador que active el sistema.

Como ya se ha comentado, este mecanismo de capota estará diseñado para el Suzuki Vitara, y por tanto será exclusivo para este vehículo, sin posibilidad de intercambiarse a otros modelos sin modificaciones importantes.

#### 1.5. Estudio de mercado

Previamente a la realización del diseño, se ha realizado una búsqueda exhaustiva de capotas eléctricas y manuales, y no se ha descubierto ningún trabajo similar al que se desea realizar sobre este modelo, salvo un mecanismo hidráulico que sólo hace funcionar la mitad de la capota y, sobre todo, muy poco optimizado, ya que no se recoge completamente y carece de funcionalidad real.

Por este motivo, se ha investigado en otras direcciones, y podemos ver mecanismos interesantes en vehículos como el Volkswagen Golf Cabrio o Beetle Cabrio, los BMW Z4 o el Fiat Punto Cabrio; todos con capota de lona, ya que se ha considerado que una capota rígida supondría un grave problema para su almacenamiento en el maletero, que tiene unas dimensiones muy reducidas; y aunque su construcción es posible, dejaría al vehículo sin ningún espacio de almacenaje.

## 2. Introducción

### 2.1. Alcance del proyecto

El alcance del siguiente proyecto es la construcción y adaptación de la capota al vehículo descrito.

Se impondrán limitaciones de carácter general, teniendo como principal característica un precio reducido, usando el mayor número de elementos normalizados que permitan reducir los gastos de construcción; e intentando cumplir también con otros requerimientos, como una elevada simplicidad de funcionamiento, así como de reparación, conseguir un peso lo más reducido posible dentro de las limitaciones presupuestarias y que el mantenimiento sea lo más sencillo y barato posible.

Otro requerimiento, será intentar conseguir que el mecanismo sea lo más cómodo posible para el uso de los usuarios. Por último, y como limitación final, se proyectará con el menor tamaño posible para que ocupe el menor volumen dentro del habitáculo del vehículo. Con menor importancia, que tenga un diseño lo más atractivo posible, dentro de las limitaciones que ofrece el funcionamiento del mecanismo.

### 2.2. Procedimientos principales

Las actividades que se realizarán al empezar el proyecto serán las siguientes:

Lluvia de ideas: En el primer paso, se presenta toda la variedad de ideas alrededor de las cuales se cree que puede funcionar el sistema, mediante el estudio de las diferentes opciones que existen en el mercado y cómo se podrían mejorar a nivel técnico sin importar cualidades, pesos o presupuestos.

Elección del tipo de sistema: De todas las opciones anteriores, se escoge la más apropiada en función de diversos parámetros. Se ha tenido en cuenta la dificultad en el diseño de cada una de las propuestas que se habían realizado, el precio que pueda acarrear un diseño u otro y la complejidad a la hora de su fabricación, que es sinónimo de una reducción de los costes.

Diseño del sistema: En esta actividad, definiremos primeramente el aspecto geométrico y las medidas del mecanismo, así como los posibles recubrimientos externos. Posteriormente, se ha realizado una búsqueda a fondo de todos los tipos de mecanismos que existen en el mercado y que puedan adaptarse de la mejor manera a nuestro producto, dando lugar así al diseño que se ha planteado.

Estudio de reacciones: Una vez planteado el sistema de funcionamiento, se procede a estudiar las solicitaciones de carga impuestas a las piezas de nuestro diseño, para saber así tanto las geometrías como las características técnicas necesarias para el correcto funcionamiento sin comprometer la fiabilidad.

Estudio de potencias necesarias: Tomando como base los cálculos anteriores, se calculará la potencia necesaria del motor eléctrico de deslizamiento y de los actuadores lineales para disponer de la energía suficiente que se necesita.

Determinación de materiales y de elementos: Se determinará el mejor material, teniendo en cuenta la reducción de peso y de precio, pero sin comprometer la durabilidad de estos mecanismos. Todos aquellos elementos que se encuentren dentro del campo normalizado serán bienvenidos para intentar así abaratar los costes al máximo posible.



Cableado del modelo: En este momento, se diseñará el cableado de la máquina, escogiendo la sección y la longitud de los cables.

Creación del modelo en 3D: Se representará el diseño del mecanismo con el software SolidWorks 2018.

Realización de los planos.

Construcción y montaje de un modelo funcional a escala real.

### 2.3. Limitaciones en el desarrollo del proyecto

La primera limitación que encontramos en el desarrollo del presente proyecto, es una limitación geométrica en la parte posterior del vehículo. En este caso, se trata de los pilares de los cinturones de seguridad traseros. Debido a que este es un proyecto de ingeniería inversa y la complejidad de producir un cambio en la posición de estos arcos de seguridad, con los cálculos que ello conllevaría, se decide ignorar los cinturones, por lo que se prescindirá de ellos cuando se realice el diseño y la adaptación de la capota al vehículo. Debido a la eliminación de los soportes de los cinturones, podríamos considerar que solo podrán circular dos personas en el interior del vehículo cuando la capota esté recogida.

La segunda limitación, muy importante en el presente proyecto se ha encontrado a la hora de construir las piezas con las medidas correctas en valores de milímetros. Aunque la construcción de los elementos se ha realizado con el máximo esfuerzo, se puede considerar que hay errores relativamente grandes en la fabricación del mecanismo, principalmente por la falta de herramientas adecuadas para la construcción de los mismos.

La tercera limitación, es sin duda el factor económico. Aunque el proyecto se realiza con gran ilusión y un objetivo de aprovechar al máximo los conocimientos para desarrollar un producto que pueda utilizarse posteriormente, hay una clara limitación económica, que privará al trabajo de una selección de materiales óptimos, o de elementos de calidades mayores.

Por último, la cuarta limitación que se ha encontrado durante el trabajo consiste en el desconocimiento de programación con Arduino. A pesar de ello, gracias a la ayuda de compañeros, el manual de usuario y el uso de tutoriales encontrados vía internet se ha podido realizar una programación que hace funcionar el mecanismo de la forma deseada.

### 3. Historia del automóvil

El automóvil, se puede describir como un vehículo generalmente de 4 ruedas, que se utiliza para el transporte de personas, y tiene la capacidad de auto propulsarse sin necesidad de fuerzas externas para ello. Usualmente, sobre todo en la actualidad se impulsan mediante un motor de combustión interna que utiliza combustible volátil para su funcionamiento <sup>1</sup>.

Así como otros inventos tienen un claro creador, la idea del automóvil no se puede atribuir a una sola persona. Se reflejan ideas sobre vehículos auto propulsados mucho antes del conocimiento de un modelo real que fuera capaz de ello. En el 1572, Homero en La Ilíada escribe sobre la creación de unos triciclos autopropulsados, o anteriormente el inventor Leonardo Da Vinci consideró la idea de unos vehículos que se pudieran desplazar sin ningún esfuerzo externo.

Aunque aparecieron diversas ideas, como la propulsión mediante motores de aire, o sistemas de hidrógeno, no fue hasta el 1769, cuando Nicolas-Joseph Cugnot construyó el primer automóvil de funcionamiento real, que funcionaba con un motor de vapor. Se trataba de un vehículo de tres ruedas grande y pesado, y que solo era capaz de desplazarse a una velocidad de 3,6 km/h durante 20 minutos. Su idea del motor de vapor tomó fuerza alrededor del 1800, cuando un gran número de inventores, sobre todo en Inglaterra, empezaron a desarrollar proyectos que mejoraban el primer prototipo y consiguieron desplazar a un gran número de personas durante los años 30. Sin embargo, la sociedad británica no estaba preparada para un cambio de esas características, y provocaron que se boicoteara el uso de vehículos propulsados limitando por ley su velocidad en zonas públicas y rurales (conocido como Red Flag Act o Locomotive Act). Pese a ello, los vehículos propulsados por vapor tomaron fuerza en otros países como Estados Unidos, Francia o Alemania, donde se desarrollaron y ganaron la confianza de los usuarios<sup>2</sup>.

Unos años más tarde, entre 1860 y 1880, hubo un desarrollo muy importante en el sector de las baterías de carga, por lo que el vehículo eléctrico empezó a ganar importancia (sobre todo en Estados Unidos), donde al principio del siglo XX, el 40% de los vehículos que circulaban por Norte América eran de vapor, y un 38% eran eléctricos. El resto, eran vehículos de gasolina; que tardaron en coger impulso debido a su baja fiabilidad y elevado nivel de ruido. El sector eléctrico se impuso al vapor y a la gasolina con unos atractivos muy marcados, como su poco mantenimiento y el nivel reducido de ruido y vibraciones; pero tenían un problema que terminó con su crecimiento, la falta de infraestructura de puntos de carga.

Por lo tanto, aprovechando los puntos débiles del sector eléctrico, y aprovechando métodos de éste, como el sistema de encendido eléctrico, el vehículo de gasolina terminó por sobreponerse al vehículo eléctrico y también al propulsado por vapor.

El primer motor de gasolina de 4 tiempos, fue descubierto en 1862, pero no fue hasta 1876, cuando Nikolaus August Otto, de quien toma nombre el ciclo Otto, diseñó un modelo funcional del mismo. El motor de gasolina fue principalmente impulsado por Benz y Daimler en Alemania, donde construyeron sus primeros prototipos en 1885 y 1886 respectivamente. Posteriormente, ambos (a través de sus compañías) se dedicaron a la venta de coches propulsados por motores de gasolina, y terminaron fusionándose en 1926, convirtiéndose en Daimler-Benz, aunque terminó conociéndose como Mercedes-Benz, que era el nombre bajo el que vendían sus vehículos. En el resto de Europa, otras compañías como Renault, Peugeot SA o Fiat SpA también empezaron a construir y vender coches propulsados por motores de gasolina<sup>3</sup>.

En Estados Unidos, aparecieron compañías como Oldsmobile y sobre todo Ford.

A mitad de 1913, Ford producía la mitad de la demanda de Estados Unidos, y para poder afrontar la demanda, creó un concepto nuevo de producción, asignando un trabajo específico a cada empleado, ahora conocido como “producción en serie”. Con este modelo, Ford empezó a fabricar vehículos a mayor velocidad y de forma más barata, por lo que fue capaz de abastecer a los demandantes y reducir precios. Con todo, se convirtió en una de las empresas automovilísticas más importantes a nivel internacional, llegando a absorber compañías europeas como Opel o Vauxhall.

#### 4. Descripción del vehículo

El vehículo con el que se trabajará será un Suzuki Vitara. El primer Suzuki Vitara se empezó a vender en Japón, en mayo del 1988. En nuestro caso, contamos con un modelo de la primera serie, matriculado a mediados del año 1990. Aunque en España siempre se ha conocido como Vitara o Grand Vitara, el primer nombre del Vitara fue Escudo, y no solo se ha distribuido por Suzuki, sino que ha sido vendido bajo las marcas Pontiac, Chevrolet o GMC; entre otras.

Se trata de un vehículo todo terreno de dimensiones reducidas, con chasis de largueros y travesaños. En la parte delantera, dispone de suspensión independiente de tipo McPherson con muelles helicoidales y barra estabilizadora y en la parte trasera, consta de un eje De Dion (rígido) también con muelles helicoidales. Este modelo podía encontrarse con techo de fibra, capota de lona o con techo metálico. Monta un motor delantero longitudinal de gasolina de 1590 c.c. y 8 válvulas con carburador, que desarrolla 75 CV a 5250 rpm; y tiene un par máximo de 125Nm a 3500 rpm. En este caso, está asociado a una caja manual de cinco velocidades con reductora de dos velocidades y nos brinda la posibilidad de acoplar o desacoplar la tracción delantera. Además de la caja manual, se podía asociar a una caja automática de 3 velocidades, también asociada a la reductora. Su velocidad máxima es de 140 km/h y su peso ronda los 1010kg. Se trata de un vehículo con capacidad para 4 personas, en disposición 2+2.

Aunque su área frontal es reducida, alrededor de los 2,3 m<sup>2</sup>, su coeficiente de drag asciende hasta un 0,45-0,48 dependiendo del modelo escogido, por lo tanto, no se trata de un vehículo de aerodinámica muy acurada, y por tanto entendemos que algún cambio sobre sus factores de comportamiento aerodinámico no le afectarán ostensiblemente<sup>4</sup>.



**Imagen 4.1.** Vehículo sobre el que se desarrollará el proyecto.

## 5. Inicio del proceso de diseño de la capota

El diseño de la capota se ha realizado mediante distintas iteraciones y pruebas sobre la carrocería del mismo vehículo. Para empezar, se tomaron medidas de toda la zona que nos interesaba para la realización del proyecto, y se transformaron en un diseño CAD 3D en SolidWorks sobre el que se ha trabajado digitalmente.

Para tener una idea de las medidas generales de los elementos, se construye una versión plana de la capota (en vista lateral) sobre listones de madera para comprobar que el plegado y desplegado se parezca al deseado, y si alcanza las medidas propuestas inicialmente.

Inicialmente, la idea era que el mismo movimiento fuera capaz de replegar la parte delantera sobre la trasera, y a la vez de plegarse en su posición final mediante un solo actuador (por lado), pero tras diversos intentos sin éxito, se toma la decisión de cambiar el movimiento, y realizarlo en dos pasos independientes, mediante actuadores distintos.



**Imagen 5.1.** Prototipo inicial construido en madera sobre el vehículo.

Con este primer prototipo, se ha desarrollado el movimiento de plegado del montante delantero sobre el trasero, y descartado la idea de un movimiento conjunto.

Posteriormente, y tras estos primeros ensayos a tamaño real, se empieza el diseño mediante CAD. Se eligen perfiles en U y pletinas para empezar, debido a que son elementos de alta resistencia y versatilidad, distribuidos en diversos tamaños y materiales; que ya están normalizados. Además, se eligen secciones tubulares para todos aquellos elementos que estarán en contacto con la lona, para que deslice sobre ellos, y de esta forma evitar que se enganche o se desgarre, aunque en el caso de que no puedan serlo, se redondearán los extremos para conseguir el mismo objetivo.

Las uniones se realizarán mediante tornillos, también normalizados, así como sus elementos de fijación. Por lo tanto, se decide perforar los elementos que forman la estructura para hacer pasar estos tornillos.

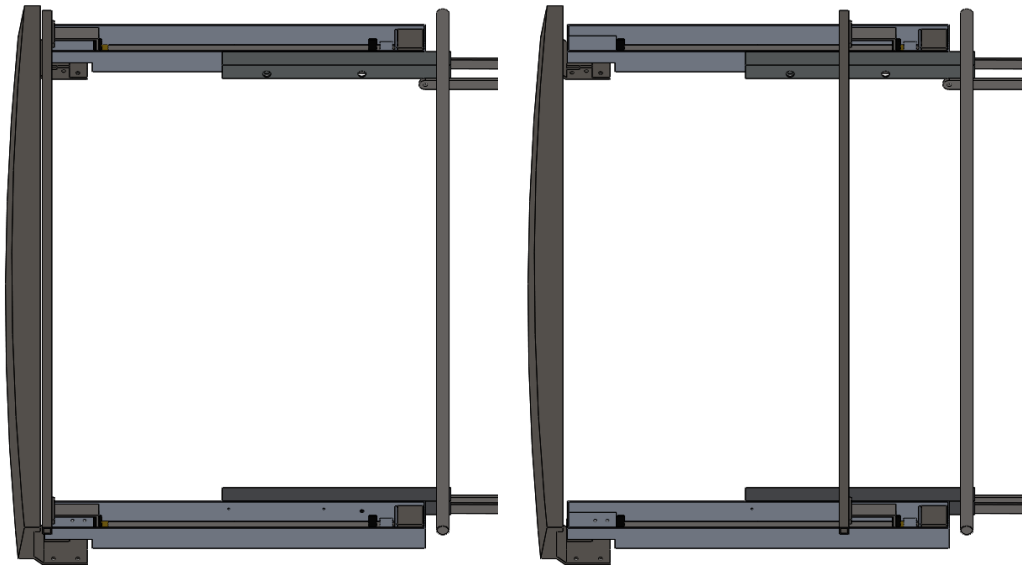
## 6. Descripción de la capota

### 6.1. Descripción general

En general, podemos decir que la capota consta de 2 partes diferenciadas. La parte que se sitúa en la parte anterior del arco del vehículo (parte delantera) y la que se sitúa en la parte posterior del arco del vehículo (parte trasera). Se construye mediante la unión de elementos metálicos para formar un mecanismo de apertura y cierre de la lona.

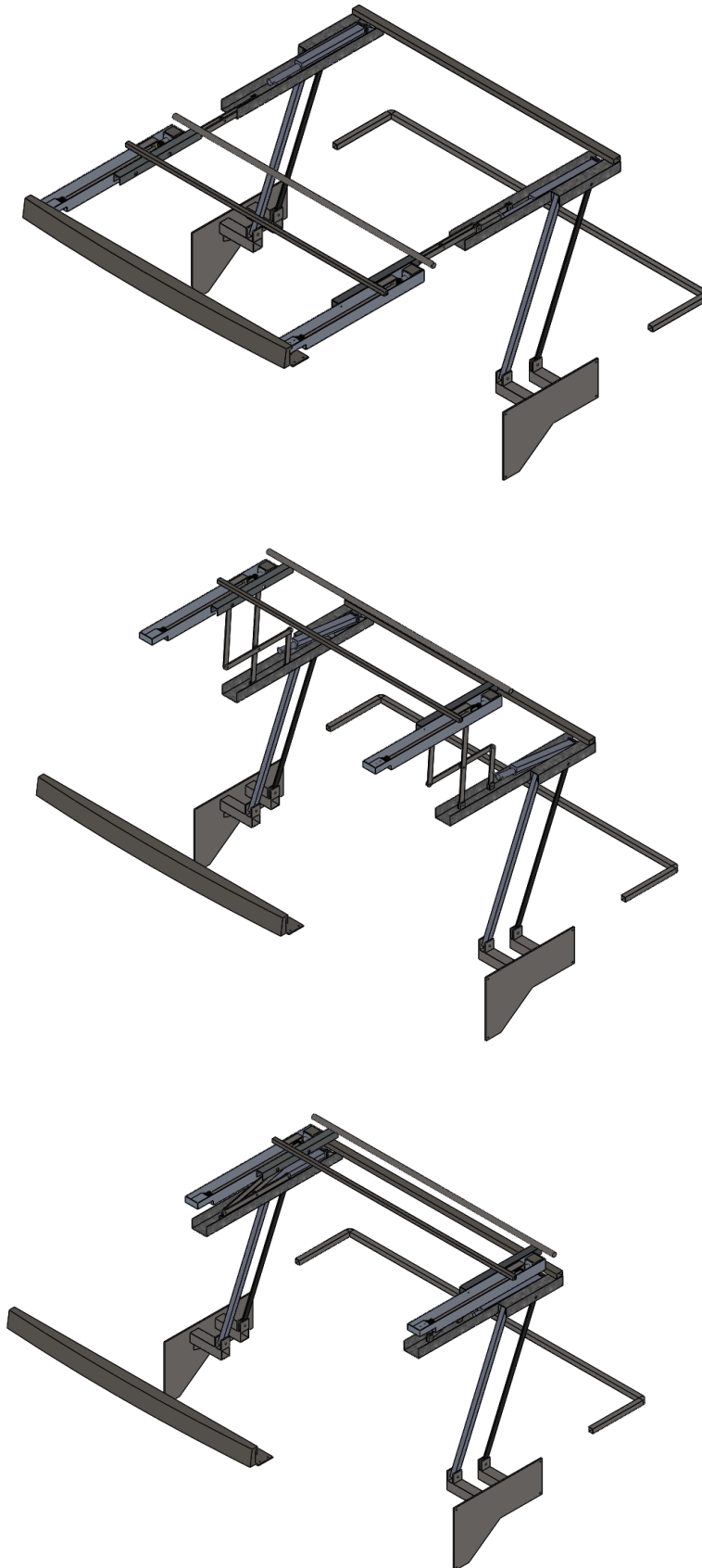
### 6.2. Movimientos descritos

El primer movimiento que realiza la capota al plegarse es el deslizamiento del techo retráctil. Éste se realiza mediante el uso de un husillo conectado a un motor eléctrico, que al girar hace desplazar el soporte que se conecta al travesero delantero, al que se ancla la primera parte de la lona.



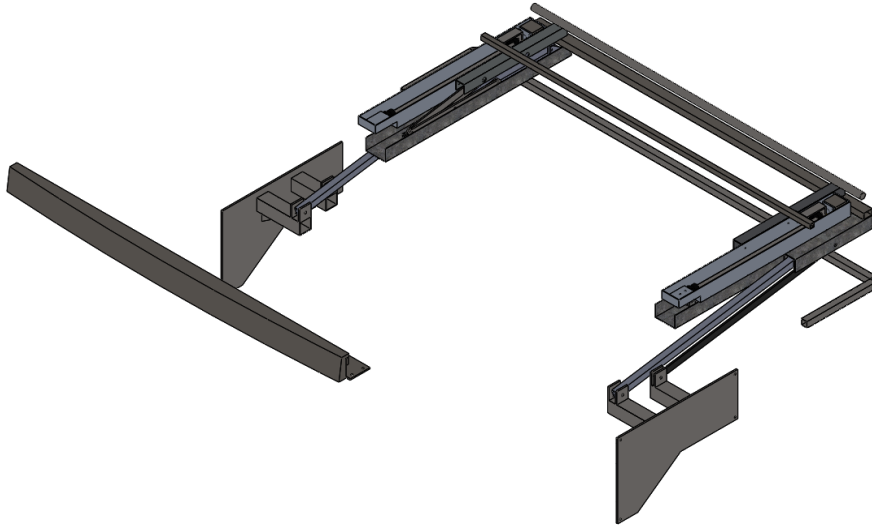
**Imagen 6.2.1.** Representación del desplazamiento del techo retráctil.

Cuando llegue al final de su recorrido, el montante delantero se levantará y se situará encima del montante trasero mediante un movimiento rotativo creado por un mecanismo que transforma el movimiento lineal generado por un actuador eléctrico lineal en un giro de casi 180°; con lo que se conseguirá mover el montante delantero junto con todos sus elementos conectados hasta colocarlo sobre el montante trasero.



**Imágenes 6.2.2.** Representación del pliegue del montante delantero sobre el trasero.

Seguidamente, el conjunto se desplaza mediante el giro de los brazos conectados a la carrocería de su posición inicial hasta apoyarse sobre el vehículo y quedar completamente plegada.



**Imagen 6.2.3.** Representación del pliegue final de la capota.

En este momento la capota se encuentra en posición cerrada. Ahora, podría permanecer abierta o cerrarse de nuevo volviendo a realizar los mismos pasos, pero en orden inverso.

### 6.3. Ergonomía

Como se plantea la posibilidad de en el futuro realizar un proyecto del desplazamiento de los pilares de los cinturones de seguridad, se intentará diseñar la capota con especificaciones basadas en las dimensiones antropométricas de la población general, y por tanto respetando la altura y anchura de las personas sentadas en las plazas traseras, (aunque, como ya se ha comentado no podrán hacerlo con cinturón) y que el movimiento de la capota al desplegarse y plegarse no interfiera con su espacio personal. En cuanto a la altura total de la capota desplegada, se acercará al máximo a la altura de la capota original para variar mínimamente las especificaciones técnicas del vehículo.

En nuestro caso, y como ya se ha comentado, solo podremos fijarnos en dos factores, la altura de cierre y abertura de la capota y el ancho que tiene cada pasajero cuando está sentado en los asientos traseros y la capota esta plegada; ya que cuando está desplegada, se asemeja a la capota original y, por tanto, no requiere de su estudio. Para ello, nos fijaremos en el diseño basado en los factores humanos, concretamente en las tablas obtenidas del documento “Human Factors Design Standard”, avalado por la FAA. Para acoger a la mayoría de las personas, se utilizará el factor del 95 percentil.

Factor número 1: Altura necesaria al estar sentado

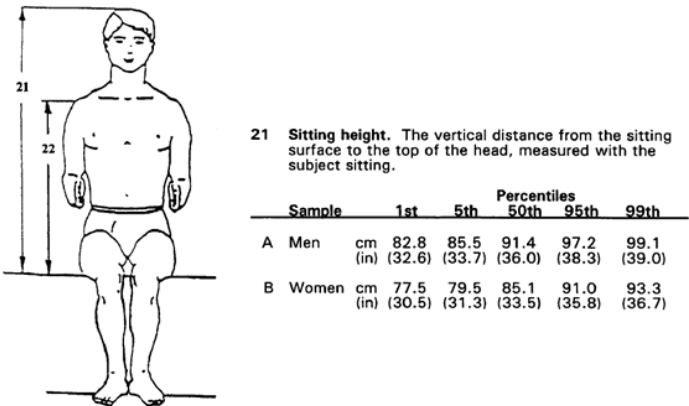


Imagen 6.3.1. Tabla de medidas antropométricas de una persona, altura. (Fuente: Human Factors Design Guide).

Como podemos observar, uno de los factores a tener en cuenta, es la altura de una persona sentada; en este caso denominada con el número 21; y consistente en que una persona tiende a ocupar 97. 2 cm; y por lo tanto, debemos tratar de hacer que la capota cierre por encima de esa altura y preferiblemente a una altura superior. Teniendo en cuenta que la posición de la capota es algo superior a la de la capota original, entonces se puede afirmar que en este aspecto es suficiente para albergar a los ocupantes<sup>5</sup>.

Factor número 2: Ancho necesario al estar sentado

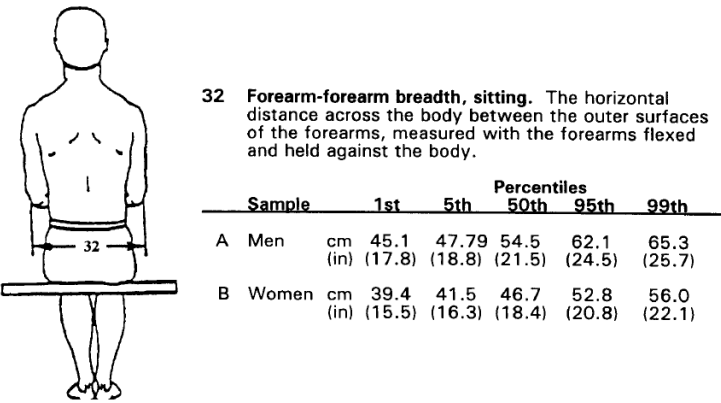


Imagen 6.3.2. Tabla de medidas antropométricas de una persona, anchura. (Fuente: Human Factors Design Guide).

En este caso, se observa la anchura que necesita cada uno de los dos ocupantes en las plazas traseras al estar sentado<sup>5</sup>. Aunque estos valores son de carácter mínimo y orientativos, el vehículo con el techo cerrado no cumple con las exigencias mínimas de ancho, por lo que mientras la capota este desplegada, los ocupantes traseros no podrán circular en el vehículo. Por tanto, teniendo en cuenta que el ancho necesario no es suficiente, y que se han eliminado los cinturones traseros, con esta capota montada el vehículo se convertiría en un coche biplaza, solo para dos ocupantes. Por lo tanto, y para facilitar el montaje de la misma, se retirarán los asientos posteriores del vehículo, como ya se habían eliminado los cinturones.



## 7. Elección de la lona

Para empezar con los cálculos, y según recomendaciones de profesionales en montaje de lonas y capotas de embarcaciones, se decide elegir un tipo de tela, a partir de la cual calcularemos los esfuerzos que genera la misma sobre los elementos que realizan el movimiento de apertura y cierre de la capota. La tela se elige en función de diversos factores:

- Económico: La lona debe ser asequible, debido a que nos movemos en un presupuesto lo más ajustado posible, teniendo en cuenta que se desea construir el modelo a escala real.
- Propiedad impermeable y resistente al viento: La lona elegida debe ser resistente a los factores externos, entre ellos el agua y el viento; por lo tanto, debe tratarse de una tela impermeable y resistente a la tracción.
- Propiedad repelente al polvo: Queremos que nuestra capota se mantenga limpia el mayor tiempo posible, por tanto, y teniendo en cuenta que se trata de un vehículo con tracción a las 4 ruedas y por tanto, circulará con asiduidad por caminos de tierra o fuera de asfalto, que sea capaz de repeler al máximo el polvo que recibe es importante.
- Propiedad de evitar que se generen hongos: Esta tela puede permanecer en zonas con alta humedad y mojarse a menudo, por lo que es importante que aunque queden depósitos de agua evite la proliferación de bacterias y microorganismos.
- Bajo peso/m<sup>2</sup>: El peso de la lona es importante, ya que cuanto más pesada, mayores esfuerzos tendrán que soportar los elementos de apertura y cierre, y más les costará realizar las operaciones, y por tanto, los motores o accionadores tendrán que tener más potencia.
- Elasticidad: La tela con la que se construya debe ser elástica y fácilmente deformable, ya que tendrá que plegarse como un acordeón cuando la capota este desplegada.
- Facilidad de cosido: Como la idea principal es la construcción de la capota, y teniendo recursos de máquinas de coser y demás elementos necesarios para la confección de la lona, es interesante que esta sea fácil de coser y, por tanto, nos podamos ahorrar una parte del presupuesto en el cosido de la misma.

Por tanto, y basándonos en las consideraciones anteriores, se procede a la búsqueda de la lona más indicada para el uso en esta situación. La lona elegida es una lona para uso exterior de poliéster recubierta con PVC para impermeabilizarla, con un tratamiento sobre la cara exterior para que repela el polvo y el moho; y a la misma vez le permite transpirar. El precio asciende a unos 10€/m<sup>2</sup>, pero teniendo en cuenta que el techo del coche no es extremadamente grande, es asequible<sup>6</sup>. Ésta, se distribuye en Barcelona, por la empresa Recasens, de la cual podemos obtener la ficha técnica con las propiedades que tiene, que se incluirá en los anexos. Se trata del modelo Recwater, disponible en diversos colores.

Para el cálculo de los esfuerzos, nos interesa la resistencia a la rotura y el peso que tiene la lona. La primera, puede describirse como la carga de tracción o fuerza necesaria para romper textiles o cuero. Es similar a la carga de rotura en un ensayo de tracción. La segunda, es el peso que tiene por superficie. Resistencia a tracción (Urdimbre/Trama): 180 / 80 daN; por lo que nosotros usaremos la inferior, que es de 80 daN o 800N, siendo a la que no deberíamos llegar para no desgarrar el tejido. Peso: 600 g/m<sup>2</sup> ± 5 %, por lo que, poniéndonos en la situación de mayor sollicitación, deberíamos usar un peso de 630 g/m<sup>2</sup>.

Para calcular la tensión sobre los elementos, tendremos en cuenta que la tensión aplicada sobre la tela, será de 150 N, que será suficiente para mantenerla tensa, y conservaremos un margen de seguridad para evitar que mediante la acción del aire o de algún agente externo, el tejido pueda desgarrarse.

## 8. Estudio aerodinámico

### 8.1. Fuerzas generadas por el aire sobre la lona

Las fuerzas aerodinámicas son las fuerzas de arrastre provocadas por la fuerza de fricción que genera el aire sobre la lona al desplazarse.

Para calcular la fuerza que se genera sobre la lona, tomaremos diversas consideraciones<sup>7</sup>:

- El flujo es estable e incompresible.
- El efecto de las uniones entre la carrocería del vehículo y la lona son negligibles.
- Se considerará la lona como una superficie plana paralela al flujo.
- El flujo es turbulento.
- El aire está calmado, por lo que se descartan vientos significativos en la misma o distintas direcciones.
- La densidad y viscosidad cinemática del aire se toman en la situación de condiciones de uso común, tales como 1 atmósfera de presión y una temperatura de 20°C, por lo que les corresponden  $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$  y  $\nu = 1.516 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ .
- Se considera el aire como gas ideal.
- La longitud de capota como placa plana se considera de 1.5m, redondeando, ya que el resto se sitúa de forma transversal y se comporta de distinto modo.
- El ancho de capota se considera de 1.1m, aproximadamente.
- La velocidad a la que circula el vehículo se considerará de 140km/h, ya que es la velocidad máxima del mismo, y a la que se encontrará el máximo valor de arrastre.
- El número de Reynolds crítico es de  $5 \cdot 10^5$

Empezamos el cálculo determinando el número de Reynolds, para de ese modo saber si se trata de un flujo laminar o turbulento.

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} = \frac{140 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1.5 \text{ m}}{1.516 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2.5652 \cdot 10^6 \quad (\text{Eq. 8.1})$$

Como podemos observar, el número de Reynolds es mayor que el crítico, por lo tanto, tendremos un flujo combinado entre laminar y turbulento. En este caso, el coeficiente de fricción se calcula como:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} - \frac{1742}{Re_L} = \frac{0.074}{2.5652 \cdot 10^6^{1/5}} - \frac{1742}{2.5652 \cdot 10^6} = 0.003188 \quad (\text{Eq. 8.2})$$

Si nos fijamos en que la presión de drag es cero, y entonces  $C_D = C_f$  para una placa plana:

$$\begin{aligned} F_D &= C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \\ &= 0.003188 \cdot (1.5 \cdot 1.1) \text{ m}^2 \cdot \frac{1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(\frac{140 \text{ m}}{3.6 \text{ s}}\right)^2}{2} \\ &\quad \cdot \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 4.79 \text{ N} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 8.3})$$

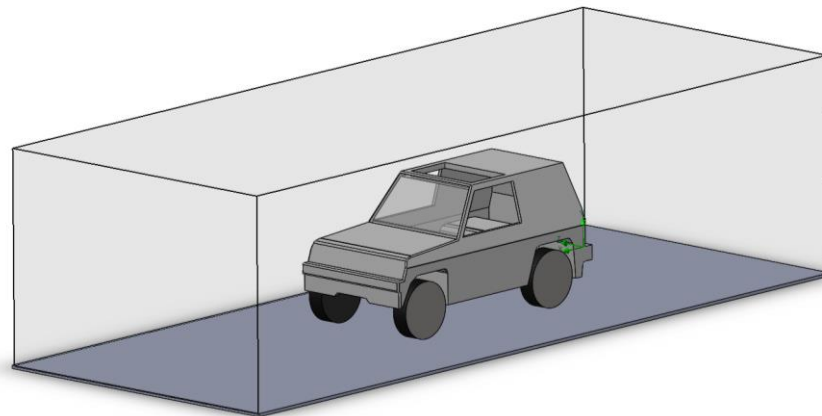
Por lo tanto, se obtiene que la parte superior del techo, a causa del rozamiento con el viento causa una tensión sobre los elementos de 4.79N, que se tendrán en cuenta en el cálculo de esfuerzos y el dimensionamiento de elementos. Para dotar al sistema de mayor resistencia y un factor de seguridad más alto, se redondeará la fuerza provocada por el aire a 5N, siendo de esto modo superior a la real, y más fácil de utilizar en los cálculos posteriores.

## 8.2. Esfuerzos generados por el aire al bajar las ventanillas, o circular con el techo retráctil abierto

Para completar este punto, daremos uso de la sección de CFD integrada en SolidWorks, Flow Simulation, construyendo un modelo aproximado a escala real del vehículo, y exponiéndolo a diversas condiciones, hasta obtener la de máxima sollicitación. Aunque, obviamente los resultados pueden ser más elevados debido a la no representación de los interiores del vehículo, se decide seguir con este método, dotando así a los elementos de un factor de seguridad mayor<sup>8</sup>.

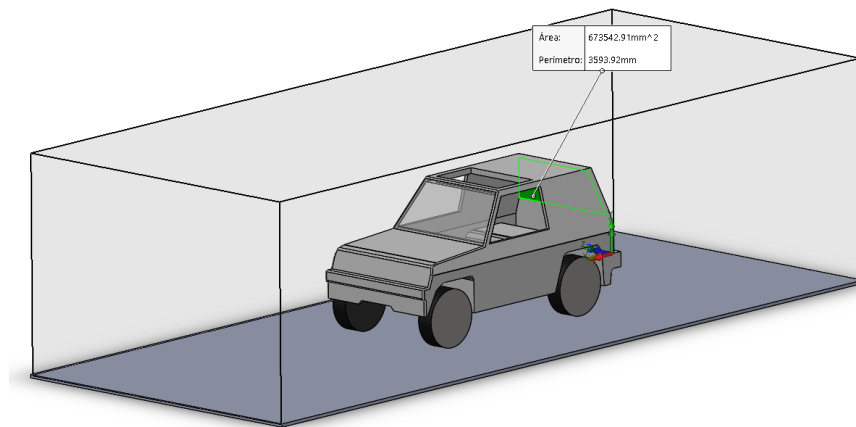
Los esfuerzos generados se aplicarán sobre el travesero medio, debido a que se aplicarán sobre la sección posterior de lona, y generarán una fuerza y un momento sobre el mismo.

Conociendo que el vehículo tiene una velocidad máxima de 140 km/h, se estudiarán diversos casos. Para simular estas situaciones, se irán tapando y destapando las zonas de entrada de aire al habitáculo.



**Imagen 8.2.1.** Representación 3D del vehículo, con su contorno generado.

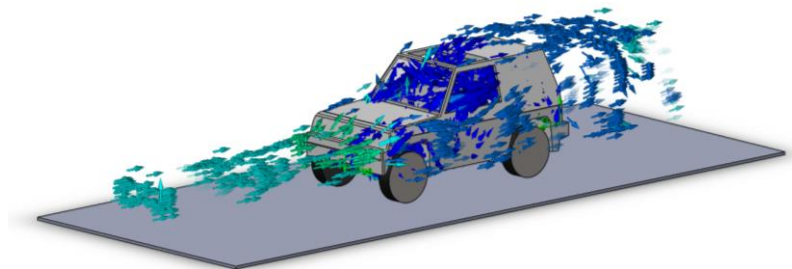
Debido a que la representación nos muestra las presiones, deberemos elegir un área sobre la que se aplicará la presión, para calcular la fuerza que se terminará aplicando sobre los elementos. Deberemos tener en cuenta también, que el resultado expresado por SolidWorks Simulation es la presión normal aplicada sobre el elemento, teniendo en cuenta la presión atmosférica.



**Imagen 8.2.2.** Área sobre la que se trabajará.

Ésta se obtiene mediante la herramienta “medir” de SolidWorks, y consta de 0.6735 m<sup>2</sup>, que se redondearán hasta los 0.7 m<sup>2</sup> para, de este modo aumentar el factor de seguridad y tener en cuenta la presión que se puede ejercer por los laterales.

1. Circulación con ventanillas bajadas y techo solar descubierto a 140km/h



**Imagen 8.2.3.** Influencia del flujo sobre el vehículo en el estudio 1.

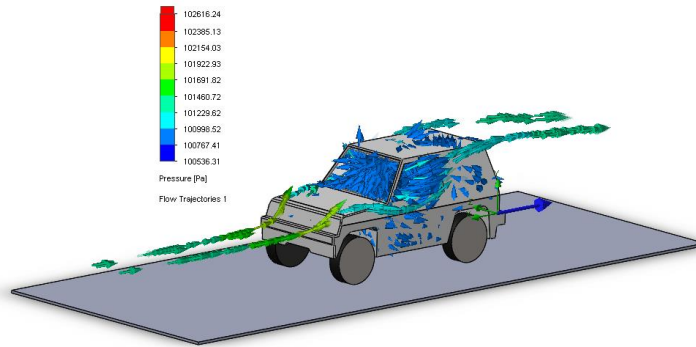
En este caso, se obtiene una presión media de 100983.09 Pa, y una presión máxima de 100993.31 Pa. Debido a que no hay demasiada diferencia entre ambos valores, tomaremos el valor máximo como valor de referencia, y calcularemos la fuerza sobre la parte trasera como<sup>7</sup>:

$$F_1 = A \cdot P_1 \quad (\text{Eq. 8.4})$$

Por lo que obtenemos que:

$$F_1 = 0,7 \cdot (101325 - 100993.31) = 232.18 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.5})$$

## 2. Circulación con ventanillas bajadas y techo solar tapado a 140km/h



**Imagen 8.2.4.** Influencia del flujo sobre el vehículo en el estudio 2.

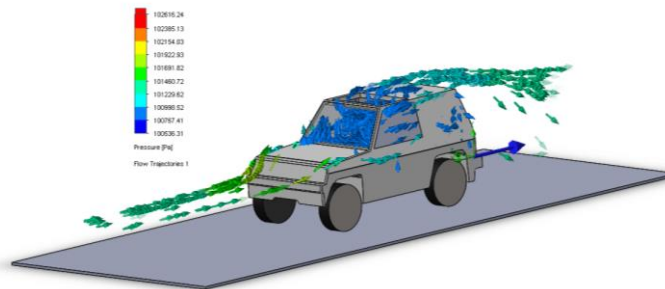
En este caso, se obtiene una presión media de 100977.83 Pa, y una presión máxima de 100982.12 Pa. Como en el caso anterior, no hay demasiada diferencia entre ambos valores, y tomaremos el valor máximo como valor de cálculo, y calcularemos la fuerza sobre la parte trasera como<sup>7</sup>:

$$F_2 = A \cdot P_2 \quad (\text{Eq. 8.6})$$

Por lo que se obtiene:

$$F_2 = 0,7 \cdot (101325 - 100982.12) = 240.02 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.7})$$

## 3. Circulación con una ventanillas subidas y techo solar descubierto a 140km/h



**Imagen 8.2.5.** Influencia del flujo sobre el vehículo en el estudio 3.

En este caso, se obtiene una presión media sobre la superficie trasera de 100930.11 Pa, y una presión máxima de 100939.46 Pa. Como en los casos anteriores, el valor máximo no difiere demasiado del valor medio, y por lo tanto tomaremos el valor máximo como valor de referencia, y calcularemos la fuerza sobre la parte trasera como<sup>7</sup>:

$$F_3 = A \cdot P_3 \quad (\text{Eq. 8.8})$$

Por lo que obtenemos que:

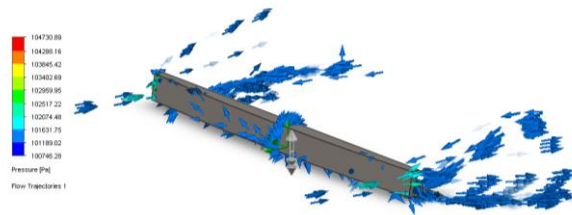
$$F_3 = 0,7 \cdot (101325 - 100939.46) = 269.88 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.9})$$

Por lo tanto, y como era de esperar, la máxima presión sobre la zona trasera se concentra cuando se circula con el techo solar abierto y las ventanillas subidas, y tiene un valor de alrededor de 270N, teniendo en cuenta que se trata de una presión negativa y que actuará en contra del movimiento del vehículo.

Deberemos tener en cuenta estos esfuerzos a la hora de elegir una lona u otra.

### 8.3. Fuerzas generadas por el aire sobre el protector frontal

Se realizará un estudio aerodinámico sobre la pieza frontal, para comprobar la presión a la que está sometida y si es lo suficientemente resistente para proteger la lona. Se recreará una velocidad de 140 km/h, como en los casos anteriores, y posteriormente se aplicará la fuerza calculada sobre el mismo. Del mismo modo que en el apartado anterior, deberemos tener en cuenta la presión atmosférica. El área sobre la que se aplica la fuerza, se toma mediante la herramienta medir, y consta de 82085.55 mm<sup>2</sup>. Por tanto, la superficie sobre la que se aplica la fuerza es de 0.0821 m<sup>2</sup>.



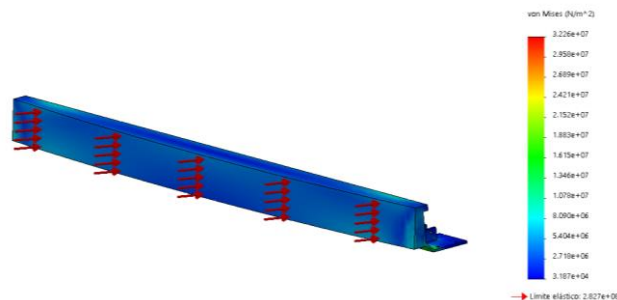
**Imagen 8.3.1.** Flujos de presión sobre el elemento estudiado.

Se obtiene una presión máxima de 104730.89 Pa, y por tanto, se calculará la fuerza como<sup>7</sup>:

$$F = A \cdot P \quad (\text{Eq. 8.10})$$

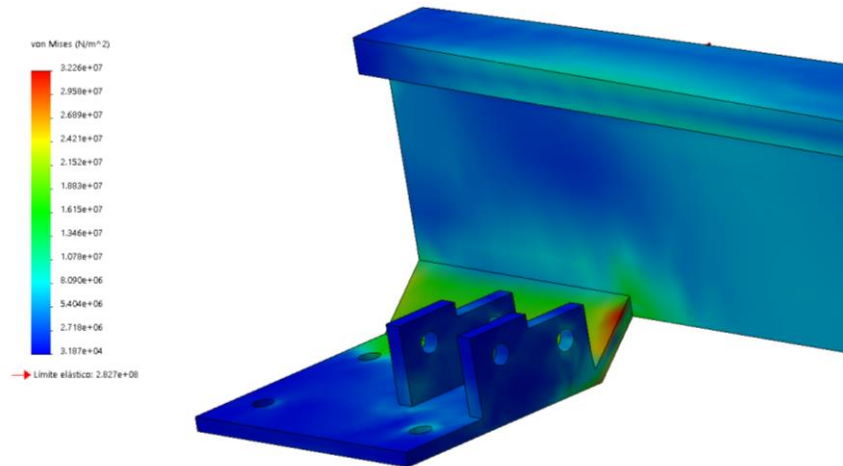
$$F = 0.0821 \cdot (104730.89 - 101325) = 279.57 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.11})$$

Utilizando el Simulador de SolidWorks, se aplican los esfuerzos del viento sobre la pieza, y se fijan las zonas atornilladas.



**Imagen 8.3.2.** Esfuerzos generados sobre el elemento estudiado.

De este modo, se obtiene que las tensiones máximas sobre el elemento son menores a las que puede soportar el material, y por tanto se considera que tiene una medida correcta para este funcionamiento. En la siguiente imagen, se puede observar la zona de máxima sollicitación del elemento, que corresponde a las esquinas internas de los soportes. Ésta, toma un valor de  $3.226 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ; mientras que el material puede soportar hasta  $2.827 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$



**Imagen 8.3.3.** Tensiones sobre el elemento estudiado, zona crítica.

De todos modos, este elemento se deberá volver a ensayar más tarde, ya que en este caso solo se ha comprobado su resistencia al aire durante la circulación, pero no se han tenido en cuenta los esfuerzos provocados por el techo retráctil, que irá unido mediante la acción de los dos pestillos giratorios que bloquean el techo completo, y se fijan en los elementos de soporte del mismo.

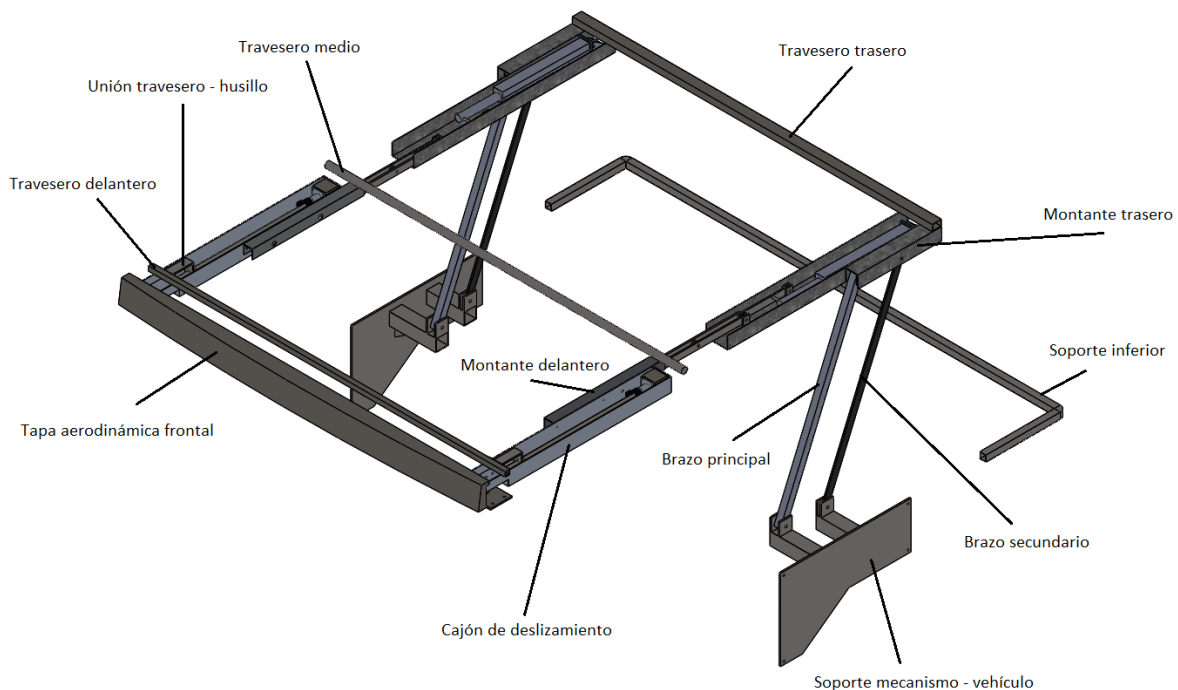
## 9. Análisis de esfuerzos sobre el mecanismo

### 9.1. Análisis estático. Aplicación de esfuerzos conocidos.

El análisis de los esfuerzos sobre los elementos se realizará mediante el software SolidWorks Simulation. Se crearán diversos estudios con los elementos situados en posición de capota desplegada, y se aplicarán las fuerzas que conocemos, como la tensión de la lona, la fricción con el aire o la presión generada por el aire en la zona posterior del vehículo, además de los pesos propios de los elementos. Una vez aplicados los esfuerzos sobre la pieza, se encontrarán las fuerzas de reacción generadas sobre las conexiones, que se traspasarán a la siguiente pieza mediante el principio de acción – reacción, para realizar el análisis pertinente. Para una correcta realización, deberemos tener en cuenta el posible cambio de ejes de referencia durante la construcción de los elementos, y fijar unos ejes de referencia. En este caso, colocaremos los ejes en función del primer elemento estudiado, el travesero delantero.

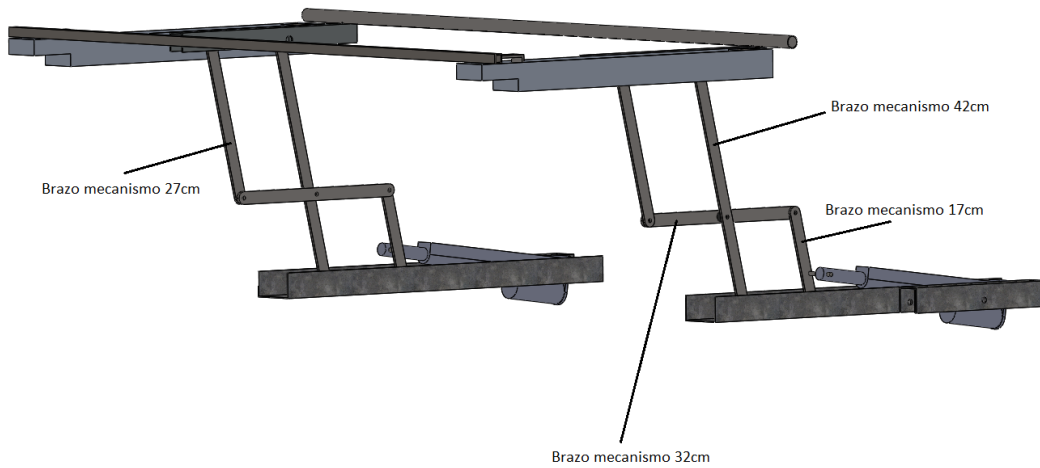
Se decide realizar un análisis estático, debido a que las velocidades de desplazamiento son muy moderadas, y se ha considerado la forma más sencilla y efectiva de comprobar la resistencia de los elementos<sup>9</sup>.

Para identificar los elementos de forma más fácil, se debe observar los siguientes de la situación de los elementos en el montaje final.



**Imagen 9.1.1.** Disposición de los elementos en el mecanismo completo 1.





**Imagen 9.1.2.** Disposición de los elementos en el mecanismo completo 2.

#### 9.1.1. Travesero delantero

Empezaremos trabajando con el travesero delantero, para el que realizaremos dos estudios. El primero, teniendo en cuenta que los pestillos de sujeción soportan toda la carga, que representa la situación de reposo; y el segundo, teniendo en cuenta que es el conector que redirige los esfuerzos al husillo el que soporta los esfuerzos, que será la situación en movimiento. Al final, nos quedaremos con los valores más elevados, y los aplicaremos sobre el siguiente elemento.

Los esfuerzos aplicados son<sup>9</sup>:

- Fuerza de tensión de la tela hacia atrás:

$$F_t = 150N \quad (\text{Eq. 9.1})$$

- Fuerza de arrastre del aire, de la sección delantera:

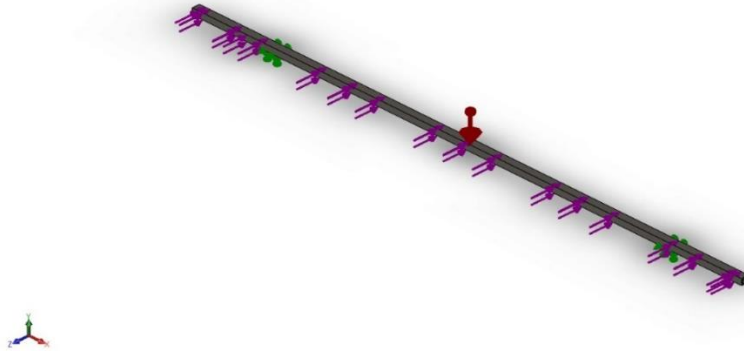
$$\begin{aligned} F_D &= C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \\ &= 0.003188 \cdot (0.63 \cdot 1.1)m^2 \cdot \frac{1,204 \frac{kg}{m^3} \cdot (\frac{140}{3.6} \frac{m}{s})^2}{2} \\ &\cdot \frac{1 N}{1 kg \cdot \frac{m}{s^2}} = 2.02N \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.2})$$

- Mitad del peso de la lona hasta el travesero medio:

$$P_{total} = 600 \frac{g}{m^2} \cdot \frac{1 kg}{1000g} \cdot (1.1 \cdot 0.63) m^2 = 0.416 kg \quad (\text{Eq. 9.3})$$

$$P_{aplicado} = \frac{0,42}{2} = 0.208 kg \cdot \frac{9.81 N}{1 kg} = 2.04 N \quad (\text{Eq. 9.4})$$

- Peso propio
- Fijación en los agujeros atornillados, que sujetan los pestillos; en el primer caso.
- Fijación de los elementos unidos al motor y el eje, en el segundo caso.



**Imagen 9.1.1.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones en el elemento “Travesero delantero”.

En el primer caso, obtenemos las reacciones generadas en los agujeros inferiores del travesero, que se muestran en la siguiente tabla:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	16.3301	-16.5777	-204.01	205.332
Elemento sujeción 2	-23.5092	23.2196	280.014	281.957
Elemento sujeción 3	24.3388	23.4206	280.227	282.256
Elemento sujeción 4	-17.1575	-16.7707	-204.211	205.615

**Tabla 9.1.1.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Travesero delantero” en el estudio 1.

En el segundo caso, estudiando las reacciones sobre el elemento de unión entre el travesero y el husillo, obtenemos la siguiente tabla:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	346.883	-20.6147	-243.853	424.52
Elemento sujeción 2	-418.547	27.2677	319.864	527.483
Elemento sujeción 3	418.013	27.2177	319.698	526.956
Elemento sujeción 4	-346.323	-20.588	-243.688	423.966

**Tabla 9.1.1.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Travesero delantero” en el estudio 2.

Como podemos observar, los esfuerzos del segundo estudio son superiores y son los que se transmitirán al siguiente elemento. Estos esfuerzos, se transmitirán a los elementos de conexión entre el travesero delantero y el husillo.

### 9.1.2. Travesero medio

Procedemos al análisis del travesero medio

Los esfuerzos aplicados son:

- Fuerza de tensión de la tela hacia detrás (sección trasera):

$$F_{t\text{ tras}} = 150N \quad (\text{Eq. 9.5})$$

- Fuerza de tensión de la tela hacia delante (sección delantera):

$$F_{t\text{ del}} = 150N \quad (\text{Eq. 9.6})$$

- Fuerza de arrastre del aire, de la sección trasera:

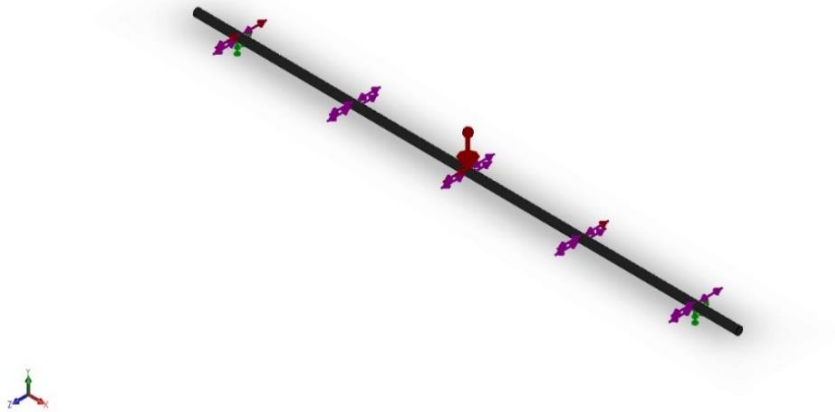
$$\begin{aligned} F_D &= C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \\ &= 0.003188 \cdot (0.83 \cdot 1.1)m^2 \cdot \frac{1,204 \frac{\text{kg}}{m^3} \cdot (\frac{140}{3.6} \frac{m}{s})^2}{2} \\ &\cdot \frac{1 N}{1 \text{ kg} \cdot \frac{m}{s^2}} = 2.65N \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.7})$$

- Mitad del peso de la lona hasta el travesero trasero:

$$P_{total} = 600 \frac{g}{m^2} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1000g} \cdot (1.1 \cdot 0.83) m^2 = 0.55kg \quad (\text{Eq. 9.8})$$

$$P_{aplicado} = \frac{0.55}{2} = 0.275 \text{ kg} \cdot \frac{9.81 N}{1 \text{ kg}} = 2.7 N \quad (\text{Eq. 9.9})$$

- Peso propio
- Fijación en los agujeros atornillados.



**Imagen 9.1.2.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones en el elemento “Travesero medio”.

En la siguiente tabla se recogen los esfuerzos resultantes:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-16.5029	2.69104	1.32357	16.7732
Elemento sujeción 2	16.5025	2.69334	1.32688	16.7734

**Tabla 9.1.2.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Travesero medio”.

### 9.1.3. Travesero trasero

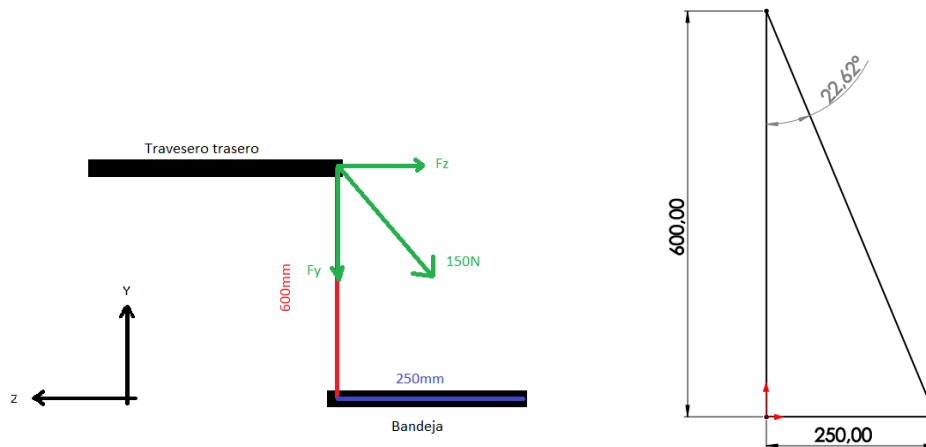
Procedemos con el análisis del travesero trasero

- Fuerza de tensión de la tela hacia detrás (sección trasera):

Para calcular los esfuerzos de tracción entre la bandeja y el travesero posterior, deberemos calcular la distancia entre ellos. Mediante la herramienta medir, se encuentra que las distancias aproximadas entre los elementos son:

Distancia en X	125mm
Distancia en Y	600mm
Distancia en Z	250mm

**Tabla 9.1.3.1.** Tabla de recogida de medidas entre las uniones de la lona en la zona trasera.



**Imagen 9.1.3.1.** Representación de esfuerzos sobre los ejes Y-Z en el elemento “Travesero trasero”.

Por tanto, podemos obtener que el ángulo que tiene la fuerza es de 22.62°, y calcular así los esfuerzos en cada uno de los ejes como:

$$F_z = 150 \cdot \sin(22.62) = 57.69 \text{ N} \quad (\text{Eq. 9.10})$$

$$F_y = 150 \cdot \cos(22.62) = 138.46 \text{ N} \quad (\text{Eq. 9.11})$$

- Fuerza de tensión de la tela hacia delante (sección delantera):

$$F_{t\ del} = 150N \quad (Eq. 9.12)$$

- Fuerza de arrastre del aire, de la sección trasera:

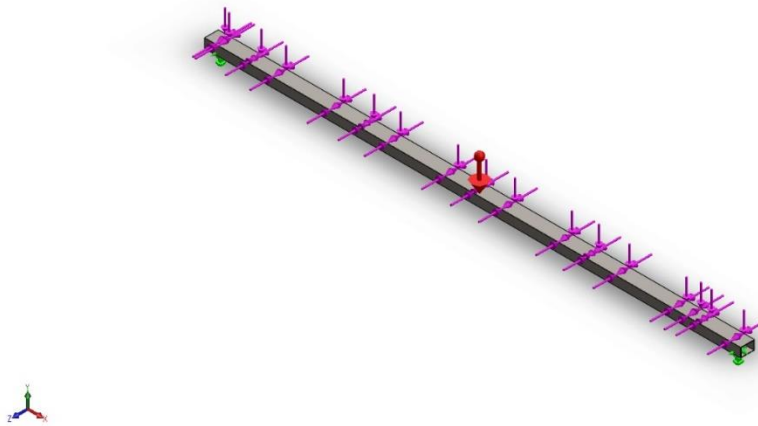
$$\begin{aligned} F_D &= C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \\ &= 0.003188 \cdot (0.83 \cdot 1.1)m^2 \cdot \frac{1,204 \frac{kg}{m^3} \cdot (\frac{140}{3.6} \frac{m}{s})^2}{2} \\ &\cdot \frac{1 N}{1 kg \cdot \frac{m}{s^2}} = 2.65N \end{aligned} \quad (Eq. 9.13)$$

- Mitad del peso de la lona hasta el travesero trasero:

$$P_{total} = 600 \frac{g}{m^2} \cdot \frac{1 kg}{1000g} \cdot (1.1 \cdot 0.83) m^2 = 0.55kg \quad (Eq. 9.14)$$

$$P_{aplicado} = \frac{0.55}{2} = 0.275 kg \cdot \frac{9.81 N}{1 kg} = 2.7 N \quad (Eq. 9.15)$$

- Peso propio
- Fijación en los agujeros atornillados.



**Imagen 9.1.3.2.** Representación de esfuerzos y fijaciones en el elemento “Travesero trasero”.

En la tabla se muestran los esfuerzos generados sobre las zonas atornilladas:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	814.921	77.0263	-44.8182	819.779
Elemento sujeción 2	-814.915	77.0242	-44.8395	819.774

**Tabla 9.1.3.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Travesero trasero”.

#### 9.1.4. Elemento de unión entre travesero delantero y husillo

Este elemento se encarga de trasladar los esfuerzos del motor rotacional hasta el travesero. En este caso, encontramos 4 elementos de conexión con el siguiente elemento. Fijaremos los 4 elementos, y aplicaremos las cargas obtenidas del análisis del travesero delantero.



**Imagen 9.1.4.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones en el elemento “Unión travesero delantero - husillo”.

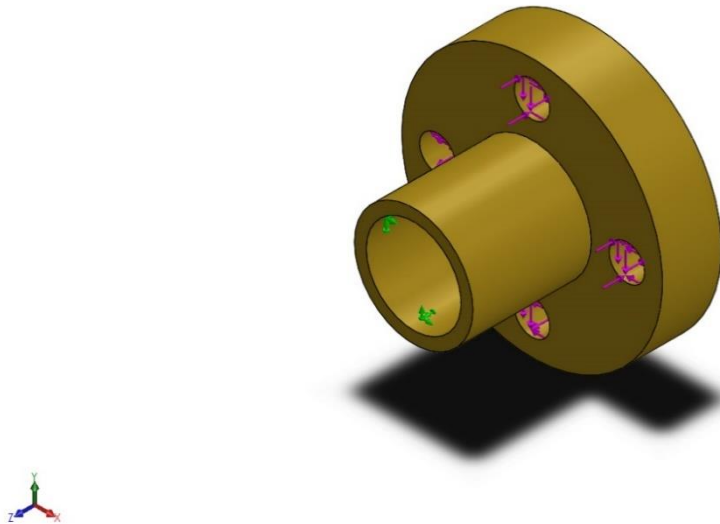
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-12.1449	2.36701	190.911	191.311
Elemento sujeción 2	4.07842	47.5251	148.739	156.2
Elemento sujeción 3	3.978	0.164461	-0.691296	4.04097
Elemento sujeción 4	4.12089	-43.4102	-262.939	266.53

**Tabla 9.1.4.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Unión travesero delantero - husillo”.

En la tabla anterior se recogen los valores de los esfuerzos obtenidos sobre los elementos atornillados.

### 9.1.5. Conector adaptador - husillo

Este elemento conecta el adaptador anterior con el eje del husillo. Al mismo, se le han aplicado los esfuerzos obtenidos en el análisis del adaptador, y se le ha fijado la rosca que conecta al eje. Por lo tanto, este elemento es el encargado de traspasar los esfuerzos del motor a la tela, permitiendo el movimiento del techo retráctil. Aunque se trata de un elemento normalizado, se ha querido comprobar la aplicación de los esfuerzos sobre el mismo.



**Imagen 9.1.5.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones en el elemento “Conector adaptador – husillo”.

En este caso, solo se obtiene una reacción, que actuará directamente sobre el eje.

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-43.3443	50.0325	75.0366	100.062

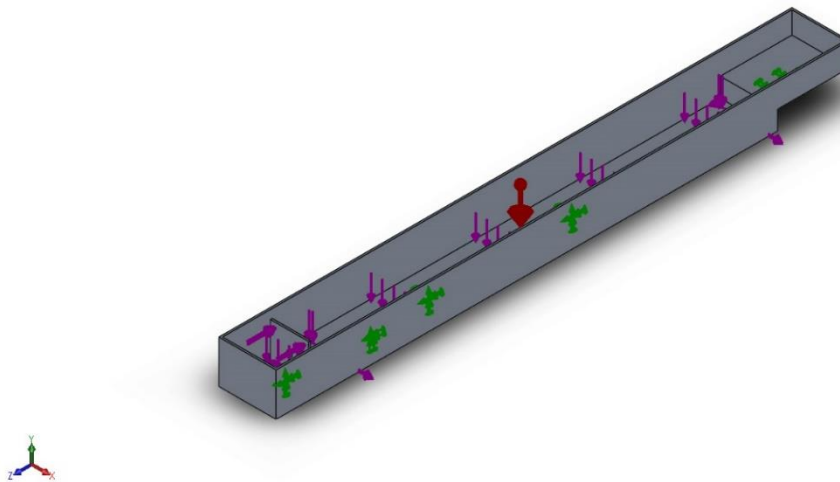
**Tabla 9.1.5.1.** Esfuerzos resultantes sobre la superficie fijada del elemento “Conector adaptador – husillo”.

Como podemos observar, se ha trasladado la mitad de la carga aplicada sobre el travesero delantero. Aunque se han obtenido los esfuerzos sobre este elemento, su dimensionamiento no se estudiará, ya que es un elemento normalizado. En este momento, se debería estudiar el eje y posteriormente el adaptador del eje al motor, pero como se trata de elementos normalizados, y tanto el eje, como el adaptador permiten trasladar los esfuerzos axiales de forma directa sobre el eje del motor, podemos decir, que los 75 N, actúan directamente sobre el eje de motor.

#### 9.1.6. Cajón de deslizamiento y anclaje

En este elemento, encontramos montado el sistema de deslizamiento del techo retráctil, por lo que deberá absorber el peso de los elementos, como los rodamientos, la guía y el motor y los esfuerzos obtenidos en el análisis anterior. Para mayorar el factor de seguridad, se colocarán 25N de peso sobre la base del cajón, que son mayores que el peso de los diversos elementos.

Inicialmente, este elemento se iba a fabricar en hierro, pero debido a que este es uno de los elementos sobre los que se debe realizar una acción de giro en el movimiento de plegado y desplegado de la capota, se decide hacer un cambio de material, substituyendo el hierro inicial por aluminio, dándole así un menor peso, y sobrecargando menos el sistema. Aunque el valor económico es importante en el proyecto, se considera que puede que la reducción de peso resulte a la larga, más económica, debido a que harán falta actuadores con menor potencia y, por tanto, más económicos.



**Imagen 9.1.6.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Cajón de deslizamiento y anclaje”.

Sobre este elemento, se ha realizado un cambio de ejes local – global, recogido en la siguiente tabla:

Componente local	Componente global
X	-Z
Y	Y
Z	X

**Tabla 9.1.6.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Cajón de deslizamiento y anclaje”.



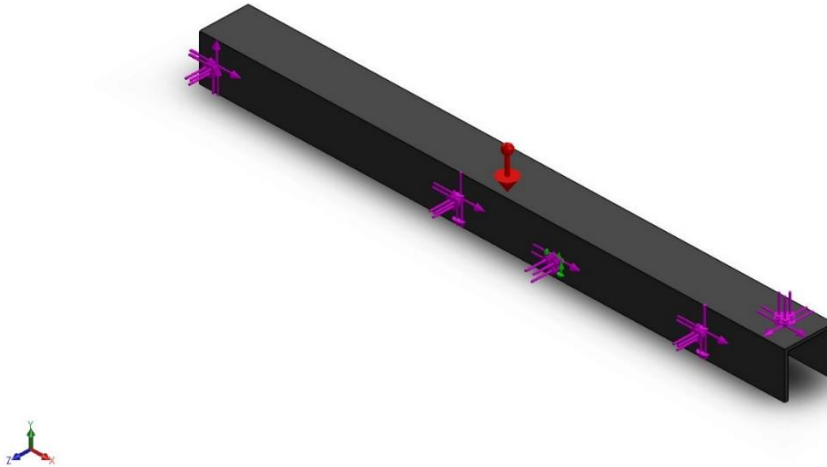
Se realiza el estudio y se obtienen los siguientes valores:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-34.7431	-8.20626	-66.9682	75.8891
Elemento sujeción 2	-42.9376	52.7177	90.8744	113.494
Elemento sujeción 3	8.74293	-8.4953	2.24196	12.395
Elemento sujeción 4	29.874	11.5584	3.7275	32.2482
Elemento sujeción 5	15.6207	28.942	-7.89787	33.8234
Elemento sujeción 6	27.3859	8.32635	21.9992	36.1009

**Tabla 9.1.6.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijadas del elemento "Cajón de deslizamiento y anclaje".

### 9.1.7. Montante delantero

Este elemento se encarga de sujetar el cajón y todos los elementos que van sujetos sobre él, además del travesero. A él se unen los brazos del mecanismo. Sobre este elemento, se encuentran los esfuerzos trasladados del anterior. Además, se tiene su propio peso y las uniones a los brazos del mecanismo.



**Imagen 9.1.7.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Montante delantero”.

Este elemento, como el anterior requirió de un cambio de ejes, ya que se construyó sobre un plano distinto al resto. En la tabla siguiente se muestran los cambios necesarios:

Componente local	Componente global
X	-Z
Y	Y
Z	X

**Tabla 9.1.7.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Montante delantero”.

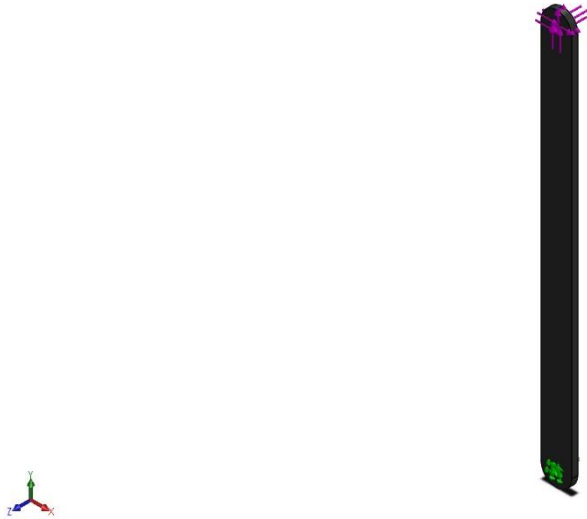
Sobre este elemento se aplicaron las cargas obtenidas de la pieza anterior, y además se sumaron las obtenidas del análisis del travesero medio.

Componentes	X	Y	Z	Resultante
<b>Elemento sujeción 1</b>	-37.078	39.3406	-13.9321	55.8262
<b>Elemento sujeción 2</b>	0.00154078	0.0845296	0.00027987	0.0845441
<b>Elemento sujeción 3</b>	0.00394963	0.0627906	-1.5096e-06	0.0629147
<b>Elemento sujeción 4</b>	-55.4983	-0.0855052	-23.421	60.2379

**Tabla 9.1.7.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Montante delantero”.

### 9.1.8. Brazo del mecanismo – 27cm

Este elemento conecta el montante delantero y el brazo de 32cm. En cuanto a este componente, se debe tener en cuenta que en un mismo punto se sumarán los esfuerzos realizados por dos de los puntos anteriores. En este caso, serían los elementos fijados 3 y 4; pero debido a que los valores de esfuerzos sobre el punto 3 son muy inferiores a los del punto 4, se decide despreciarlos.



**Imagen 9.1.8.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo mecanismo – 27cm”.

Para esta pieza se realiza otro cambio de ejes, descrito en la siguiente tabla.

Componente local	Componente global
X	Y
Y	Z
Z	X

**Tabla 9.1.8.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Brazo mecanismo – 27cm”.

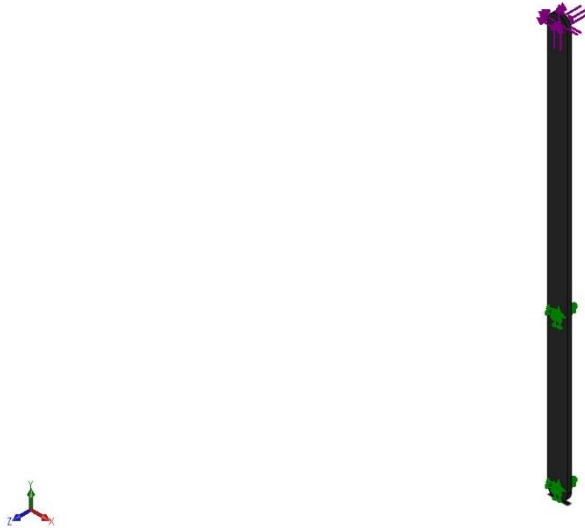
En la tabla siguiente, se muestran las fuerzas de reacción en la superficie fijada:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-21.955	-55.5737	-0.146515	59.7535

**Tabla 9.1.8.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Brazo mecanismo – 27cm”.

#### 9.1.9. Brazo del mecanismo – 42cm

Este elemento es el brazo más largo del mecanismo delantero, y en él hay 3 conexiones. Como en el elemento anterior, sobre la zona en contacto con el montante, se aplican 2 esfuerzos. A pesar de ello, como uno de ellos es muy pequeño en comparación al otro, el primero se despreciará.



**Imagen 9.1.9.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo mecanismo – 42cm”.

Se ha realizado un cambio de ejes, que se muestra en la tabla:

Componente local	Componente global
X	Y
Y	Z
Z	X

**Tabla 9.1.9.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Brazo mecanismo – 42cm”.

En este caso, se obtienen dos reacciones, sobre ambas superficies:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
<b>Elemento sujeción 1</b>	-36.8166	59.6147	-11.9807	71.0839
<b>Elemento sujeción 2</b>	-0.184467	-20.6206	0.215762	20.6225

**Tabla 9.1.9.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Brazo mecanismo – 42cm”.

#### 9.1.10. Brazo del mecanismo – 32 cm

Este elemento es el elemento central horizontal del mecanismo de tijera que realiza la abertura de la sección delantera de la capota. Como el anterior, tiene 3 conexiones. Sobre este elemento, aplicaremos los esfuerzos generados por los dos brazos anteriores, y encontraremos la reacción sobre el agujero restante, que traspasaremos al último de los brazos del mecanismo.



**Imagen 9.1.10.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo mecanismo – 32cm”.

Este elemento ha requerido de un cambio de plano, entre los ejes X y Z.

Componente local	Componente global
X	-Z
Y	Y
Z	X

**Tabla 9.1.10.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Brazo mecanismo – 32cm”.

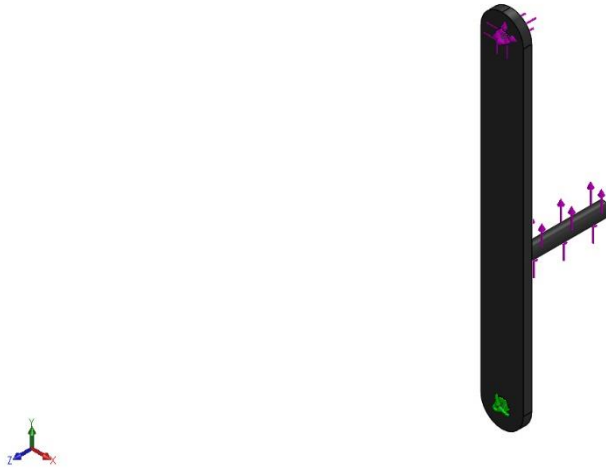
En la tabla siguiente, se muestran los esfuerzos de reacción generados sobre el elemento:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
<b>Elemento sujeción 1</b>	-11.9807	59.6147	36.8166	71.0839

**Tabla 9.1.10.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Brazo mecanismo – 32cm”.

### 9.1.11. Brazo del mecanismo – 17cm

Este elemento es sobre el que se realizarán los esfuerzos del actuador lineal. En un principio, y debido a que el movimiento se generaba sobre el eje directamente, el elemento prescindía del elemento de unión al motor. Aunque se han rehecho los cálculos, las reacciones obtenidas son menores o iguales que las obtenidas anteriormente y, por tanto, se decide no realizar ningún cambio en los cálculos posteriores.



**Imagen 9.1.11.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo mecanismo – 17cm”.

En la imagen anterior, se observa el resultado final de la aplicación de esfuerzos sobre el elemento en cuestión.

El sistema ha requerido de un cambio de ejes locales a globales, que se muestran en la tabla:

Componente local	Componente global
X	Y
Y	Z
Z	X

**Tabla 9.1.11.1.** Representación del cambio de ejes realizado sobre el elemento “Brazo mecanismo – 17cm”.

Las reacciones obtenidas, se recogen en la tabla siguiente:

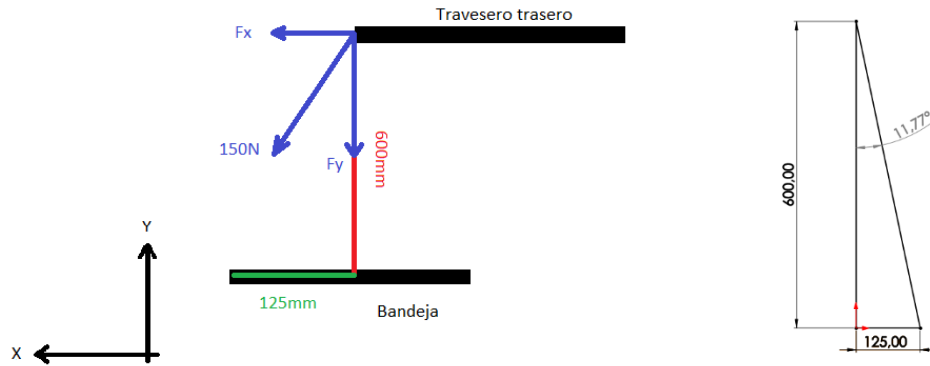
Componentes	X	Y	Z	Resultante
<b>Elemento sujeción 1</b>	-11.9794	-59.6213	-36.8298	71.096

**Tabla 9.1.11.2.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijados del elemento “Brazo mecanismo – 17cm”.

### 9.1.12. Montante trasero

El montante trasero, es el encargado de conectar los brazos principales con el resto del mecanismo, por lo que deberá ser uno de los elementos más fuertes de toda la estructura.

Sobre este elemento, se aplicarán las tensiones obtenidas en los análisis anteriores, además de la tensión que genera la tela sobre el lateral. La fuerza de tensión de la tela en los laterales se puede calcular como:



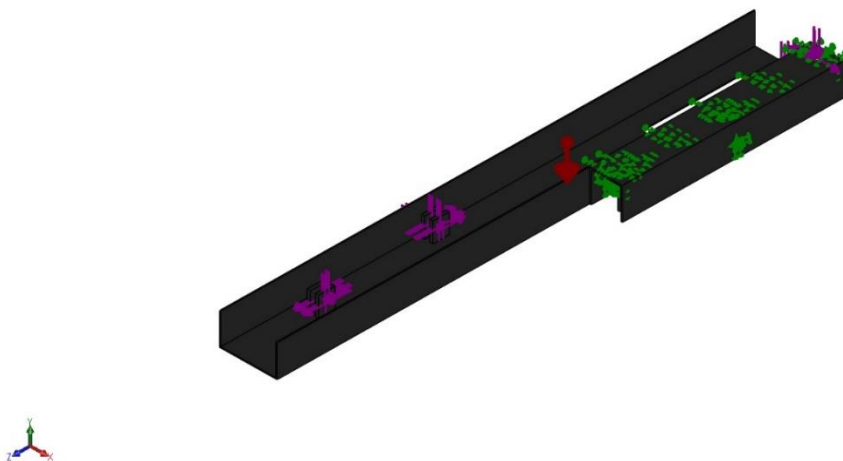
**Imagen 9.1.12.1.** Representación de esfuerzos sobre los ejes Y-X en el elemento “Montante trasero”.

Se calcula el ángulo, que resulta ser de 11.77°, y se procede al cálculo de las fuerzas en los distintos ejes:

$$Fx = 150 \cdot \sin(11.77) = 30.60 \text{ N} \quad (\text{Eq. 9.16})$$

$$Fy = 150 \cdot \cos(11.77) = 146.85 \text{ N} \quad (\text{Eq. 9.17})$$

Además, se debe tener en cuenta el peso del actuador lineal, y el peso propio del elemento; ya que, al estar construido en hierro, tiene una masa de alrededor de los 2,5kg.



**Imagen 9.1.12.2.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Montante trasero”.

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	-325.521	-150.362	651.927	744.03
Elemento sujeción 2	-0.038822	0.220676	-0.00020899	0.224065
Elemento sujeción 3	0.00233112	0.155634	0.000111336	0.155652
Elemento sujeción 4	232.213	542.044	-627.354	860.992

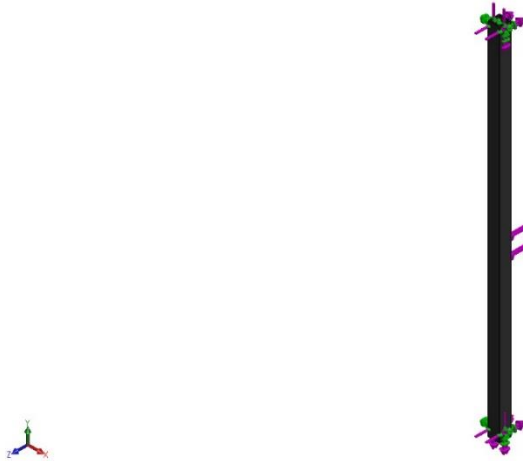
**Tabla 9.1.12.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijadas del elemento "Montante trasero".

En este caso, y como ya se ha podido observar en casos anteriores, los esfuerzos se centran en dos de los elementos fijados, dejando al otro lado de la sujeción prácticamente libre. Aunque sea así, no debemos subestimar la importancia que tienen, ya que permiten la sujeción correcta de los ejes y tornillos, y actúan frente a movimientos y esfuerzos inesperados.



#### 9.1.13. Brazo principal

Sobre este elemento recaen los esfuerzos generados por el peso de todos los elementos, y es el encargado de soportar los esfuerzos generados por el actuador que levantará toda la parte trasera del mecanismo de apertura de la capota.

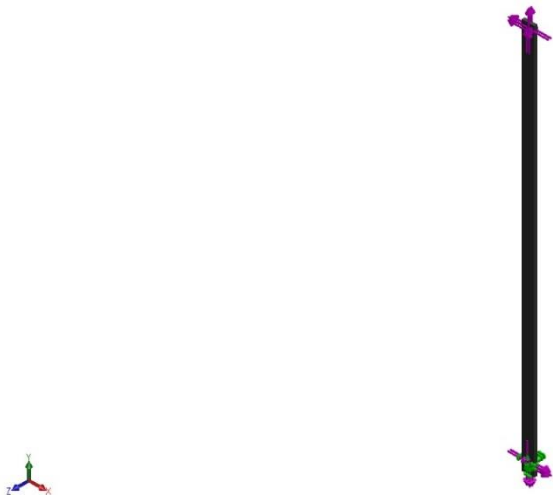


**Imagen 9.1.13.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo principal”.

Los esfuerzos sobre este elemento, se analizarán posteriormente, en el desarrollo del cálculo de los motores actuadores lineales.

#### 9.1.14. Brazo secundario

Sobre este elemento se aplican los esfuerzos encontrados en el cálculo de las tensiones aplicadas sobre los elementos de apertura del primer tramo de la capota; y una parte de los pesos de los elementos que la conforman.

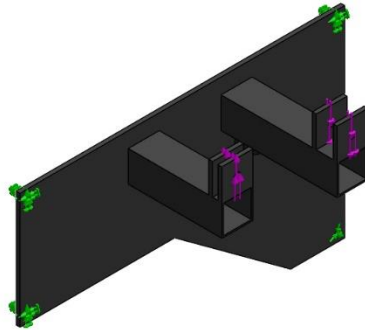


**Imagen 9.1.14.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Brazo secundario”.

Las reacciones sobre este elemento se explican más tarde, en el cálculo de los actuadores encargados de levantar la parte trasera de la capota.

### 9.1.15. Soporte mecanismo – vehículo

Sobre este elemento recaen todos los esfuerzos del mecanismo y es el encargado de unir la capota con el vehículo. Por tanto, se aplicarán los esfuerzos que generan ambos brazos sobre el mismo. El elemento se unirá al vehículo mediante 4 tornillos. Se obtienen los esfuerzos en las zonas fijadas para poder dimensionar la tornillería.



**Imagen 9.1.15.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Soporte mecanismo – vehículo”.

Las reacciones sobre los elementos atornillados se muestran a continuación:

Componentes	X	Y	Z	Resultante
<b>Elemento sujeción 1</b>	-77.2768	20.9108	62.7942	101.745
<b>Elemento sujeción 2</b>	78.8685	15.6936	-39.4106	89.5529
<b>Elemento sujeción 3</b>	-152.969	147.668	-131.193	249.833
<b>Elemento sujeción 4</b>	151.516	140.526	107.866	233.109

**Tabla 9.1.15.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijadas del elemento “Soporte mecanismo - vehículo”.

### 9.1.16. Soporte inferior

Este elemento es el encargado de soportar la tensión generada por la tela al tensarse, para ello, tendremos en cuenta los mismos esfuerzos que se generaban sobre el montante trasero, pero de dirección contraria. Se fijará a la carrocería del vehículo mediante 4 tornillos.

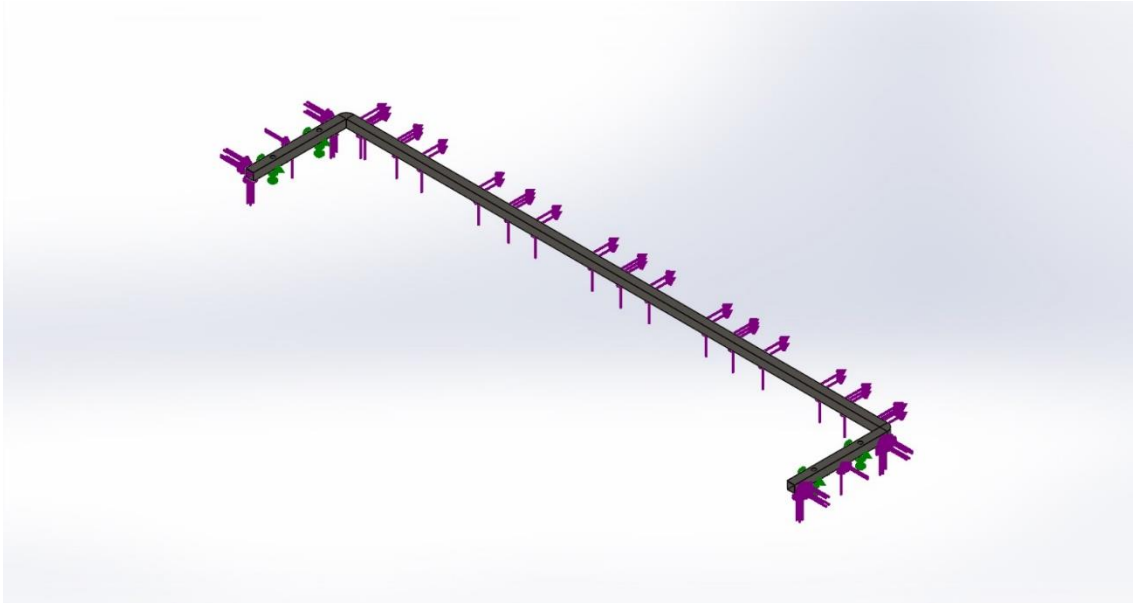


Imagen 9.1.16.1. Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento "Soporte inferior".

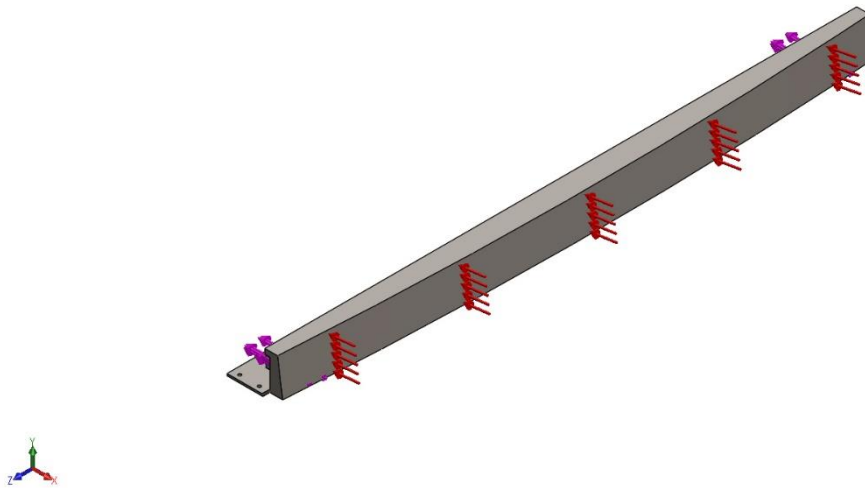
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	41.7235	-31.036	-165.492	173.47
Elemento sujeción 2	-297.917	-185.337	194.419	401.127
Elemento sujeción 3	-41.4587	-29.9612	-167.451	175.089
Elemento sujeción 4	297.678	-186.647	196.469	402.554

Tabla 9.1.16.1. Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijadas del elemento "Soporte inferior".

En este caso, se utilizarán los esfuerzos para determinar el tamaño de los tornillos necesarios para asegurar el elemento al vehículo.

### 9.1.17. Tapa aerodinámica frontal

Este elemento, además de soportar los esfuerzos aerodinámicos calculados en los apartados anteriores, debe soportar los esfuerzos que generan los pestillos rotativos al sujetar la tela. Los esfuerzos, como ya se ha hecho en el resto de elementos, se maximizarán, y se representará simulará que toda la fuerza generada recae sobre el elemento; de este modo, se obtiene un factor de seguridad muy elevado, y se construye una pieza sobredimensionada que soportará bien el paso del tiempo y la fatiga.



**Imagen 9.1.17.1.** Representación de esfuerzos y fijaciones sobre el elemento “Tapa aerodinámica frontal”.

En la tabla siguiente se representan los esfuerzos generados sobre las fijaciones de los elementos. Con estos valores, se encontrará la medida necesaria de los tornillos para soportar los esfuerzos.

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Elemento sujeción 1	59.0039	18.9204	-35.0412	71.1851
Elemento sujeción 2	152.283	60.8565	-100.059	192.107
Elemento sujeción 3	98.8408	115.755	5.47926	152.311
Elemento sujeción 4	-96.9764	-176.028	-175.344	266.713
Elemento sujeción 5	100.255	115.29	-7.5298	152.97
Elemento sujeción 6	-94.7024	-170.516	179.624	265.158
Elemento sujeción 7	58.701	19.9811	35.3168	71.3606
Elemento sujeción 8	149.136	55.2166	97.5406	186.56

**Tabla 9.1.17.1.** Esfuerzos resultantes sobre las superficies fijadas del elemento “Tapa aerodinámica frontal”.

## 9.2. Comprobación del dimensionamiento. Diseño resistente. Descripción.

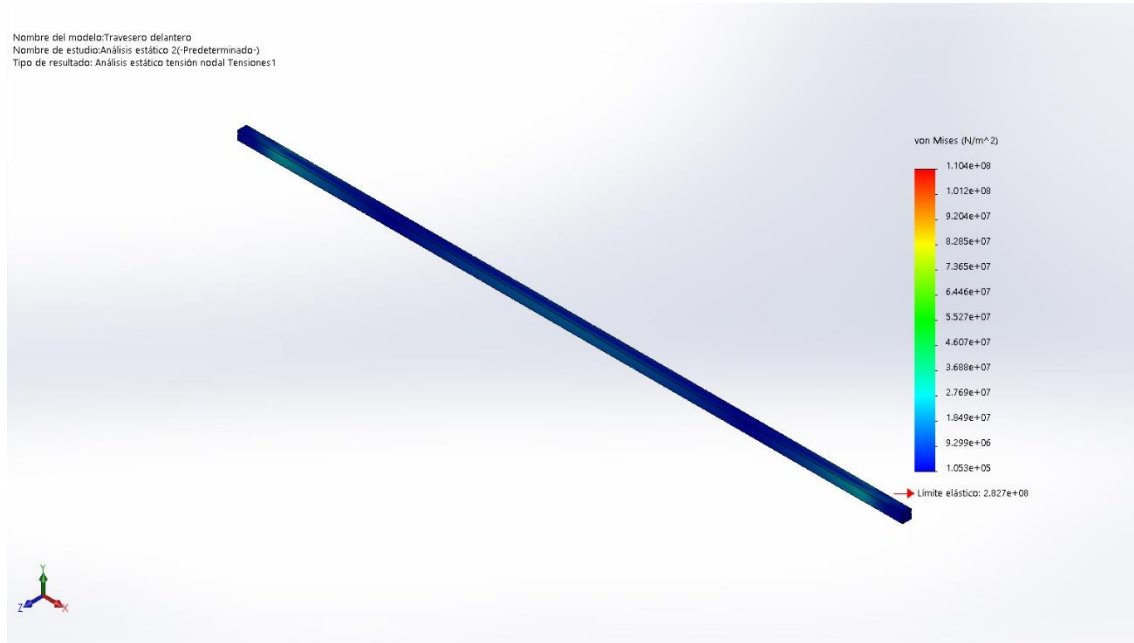
La comprobación de las resistencias de los elementos se realizará mediante el estudio de cada uno de los elementos de forma aislada, aplicando los esfuerzos encontrados en el apartado anterior, y tratando de que estén en las situaciones de máximas sollicitación. Para ello, se estudiarán las tensiones generadas en las zonas más solicitadas del material, teniendo en cuenta que estas no superen el límite elástico del material, y que las deformaciones sufridas por el elemento no sean demasiado grandes. Además, para tener una idea de la capacidad de los elementos, se comprobará el valor mínimo del factor de seguridad de cada elemento, asegurándonos siempre de que sea suficiente.

Para realizar las comprobaciones de manera más eficiente, y teniendo en cuenta que se trata de un mecanismo simétrico, se procederá de igual forma que en el apartado anterior y se calculará la resistencia de los elementos sobre un solo costado del mecanismo, y de los elementos traveseros, que si afectan a ambos lados.

Para comprobar la capacidad de resistir los esfuerzos de los elementos, comprobaremos que la tensión máxima sea inferior a su límite elástico, y que las deformaciones sean razonablemente bajas. Además, obtendremos el factor de seguridad, que nos dará una idea del buen diseño de cada elemento.

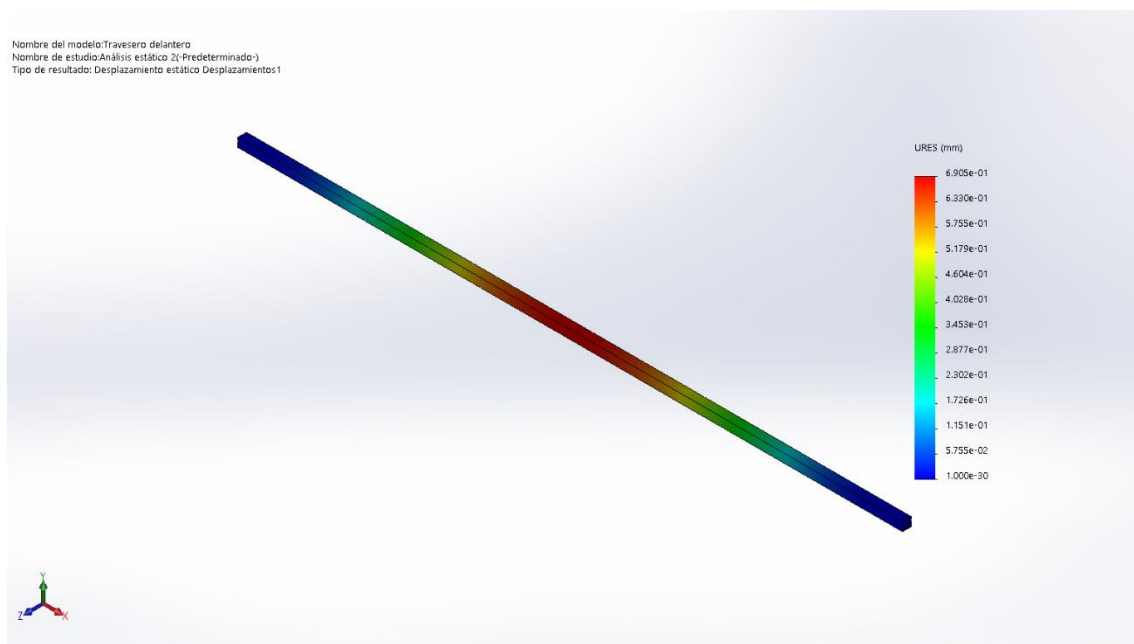
Para terminar, se dará una breve descripción de las características generales de los elementos diseñados y de cómo se han construido.

### 9.2.1. Travesero delantero



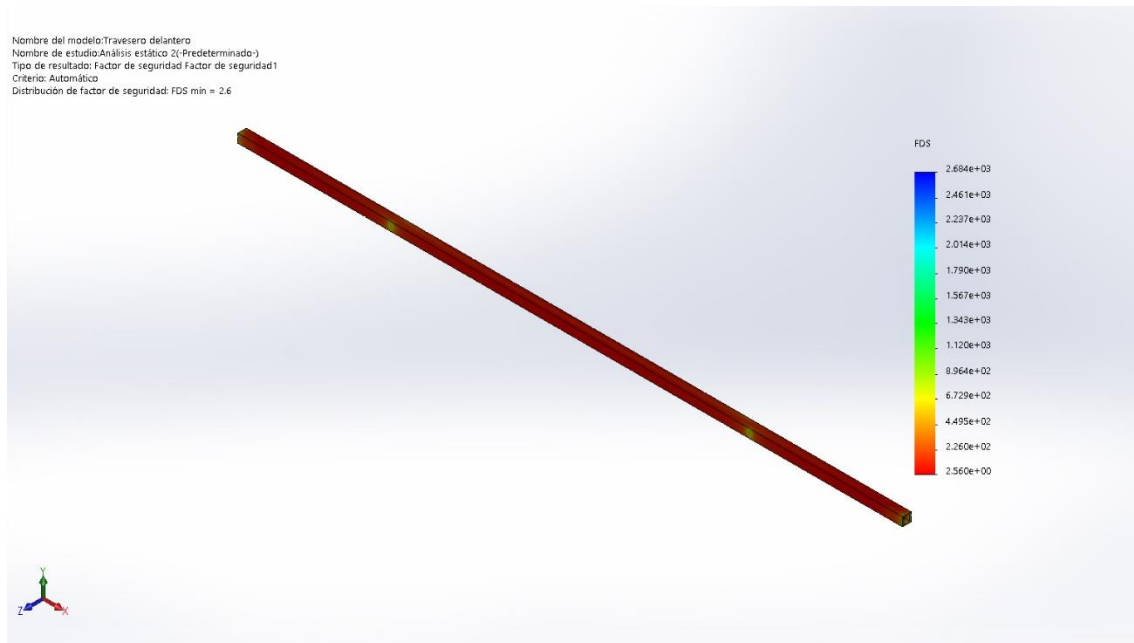
**Imagen 9.2.1.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero delantero”.

Como se puede observar en la imagen, tenemos una tensión máxima de  $1,104 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ , mientras que el límite elástico del material es de  $2.827 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ . Por lo tanto, en este caso, el diseño en cuanto a tensiones obtenidas sobre el elemento es suficiente.



**Imagen 9.2.1.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero delantero”.

Como se muestra en la imagen anterior, las deformaciones máximas sobre el elemento son menores a 0.7mm. La longitud de la pieza es mayor a 1 metro, y por tanto, podemos decir que son perfectamente entendibles.



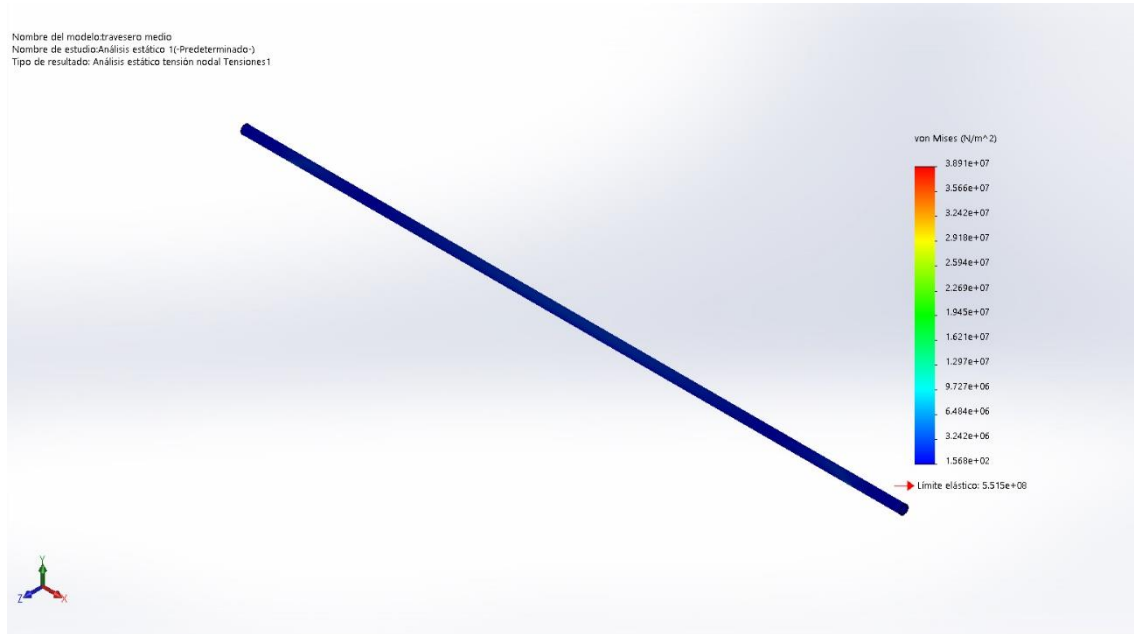
**Imagen 9.2.1.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Travesero delantero”.

En la imagen anterior, se muestra el factor de seguridad (FS) distribuido sobre la pieza, que tiene un valor mínimo de 2.56. Por tanto, y basándonos en las 3 referencias, podemos decir que el elemento es lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos impuestos en la situación de máxima sollicitación.

#### Descripción:

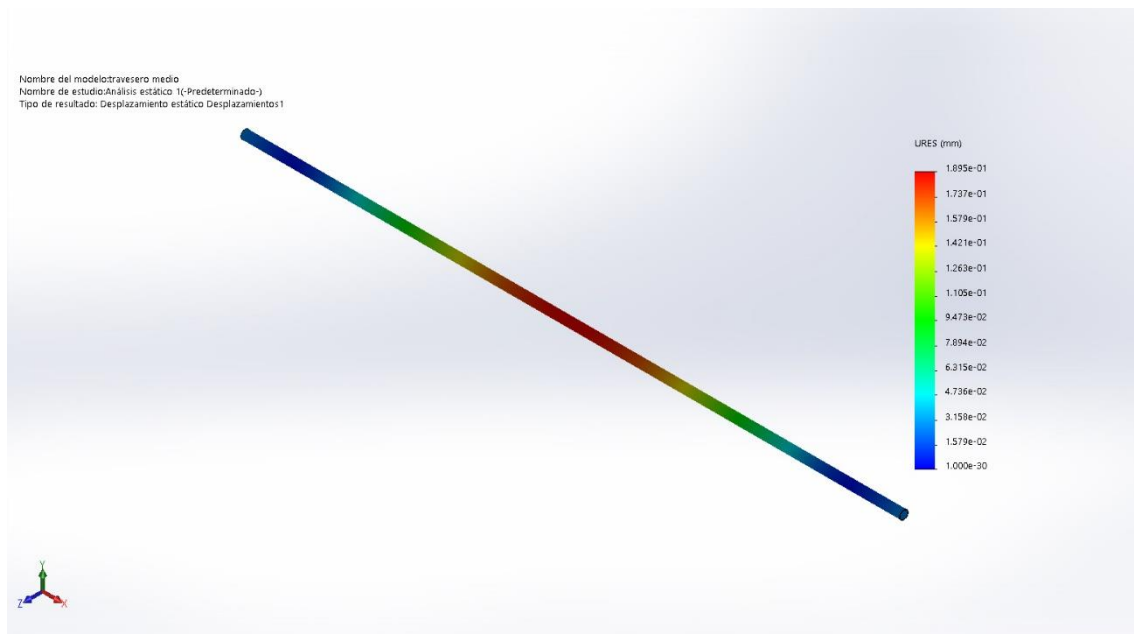
Como se puede apreciar, el travesero delantero es una barra cuadrada de acero inoxidable, de medidas bastante reducidas (15x15mm), con un espesor de 2mm; y una longitud total de 115cm y un peso de 0.93kg. Se trata de un elemento simétrico con diversas perforaciones a ambos lados del mismo, que servirán para sujetarlo a los adaptadores que se conectan a las guías, y para colocar en ella los mecanismos de pestillo que se usarán para fijar el techo retráctil.

### 9.2.2. Travesero medio



**Imagen 9.2.2.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero medio”.

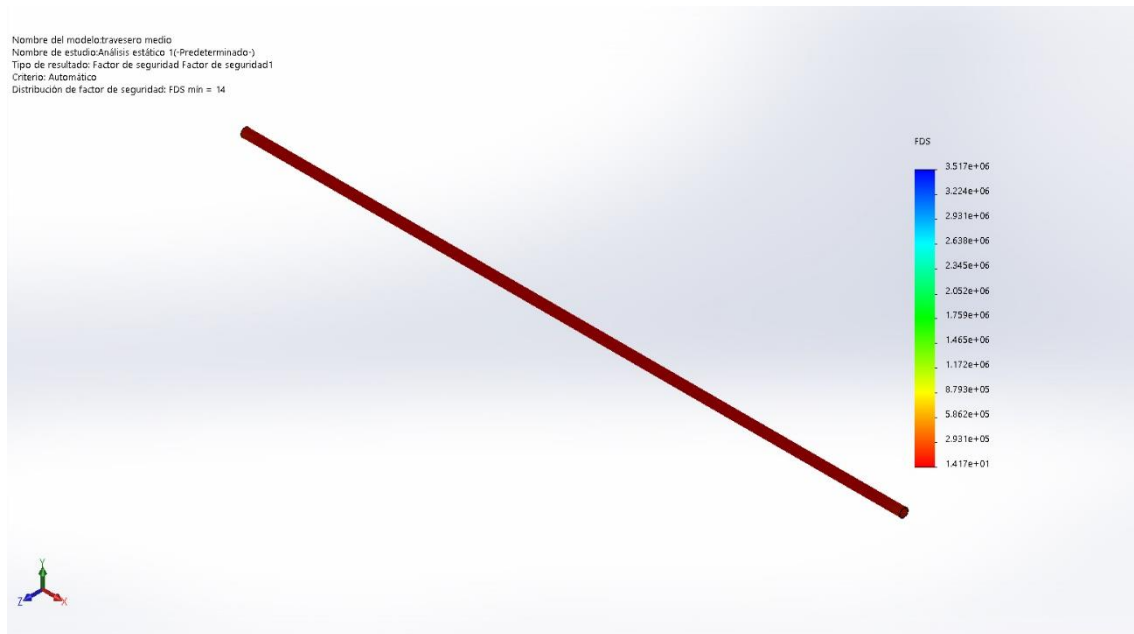
Como se aprecia en la imagen anterior, la tensión máxima aplicada sobre el elemento es de  $3.891 \cdot 10^7$  N/m<sup>2</sup>, mientras que el límite elástico es de  $5.51 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>. En cuanto a tensiones generadas sobre el elemento, es resistente.



**Imagen 9.2.2.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero medio”.

En la imagen anterior, se puede ver que la deformación máxima es de  $1.895 \cdot 10^{-1}$  mm, que es totalmente asequible en una longitud mayor a un metro, y que no afectará a su funcionamiento. Por lo tanto, el elemento tendrá un funcionamiento normal y la deformación no afectará al mismo.





**Imagen 9.2.2.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Travesero medio” -

El factor de seguridad (FS) mínimo encontrado en la distribución de toda la pieza, es de 14.17, y por lo tanto es perfectamente válida para soportar los esfuerzos aplicados sobre la misma.

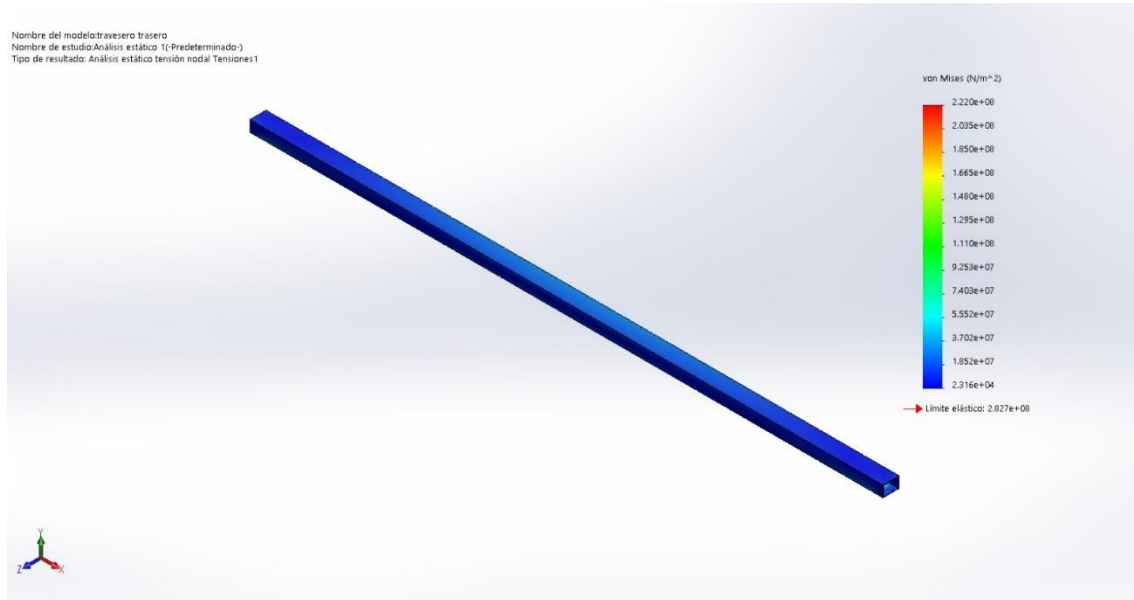
#### Descripción:

Este elemento se trata de un tubo redondo de diámetro 15mm, de 115cm de longitud, y construido en hierro. Tiene una masa de 274 gramos y se perfora, como en el caso anterior, a ambos lados para fijarlo a los montantes delanteros.

Aunque a primera vista puede parecer que el elemento es resistente, se debe tener en cuenta que se ha tratado en la situación de capota cerrada. Si se observa en la posición en la que el techo solar se abre, se puede apreciar que los esfuerzos sobre el elemento son mayores, y por tanto debemos redimensionar el elemento hasta obtener unas medidas correctas para su funcionamiento. Para ello, se realizará el mismo estudio, pero eliminando los esfuerzos de la tela hacia delante, que compensaban la tracción de la parte trasera de la misma.

Como se puede observar en las imágenes, ha habido un aumento de los esfuerzos sobre el material, por lo que se ha procedido a aumentar la sección del tubo propuesto. Como aún y así, los esfuerzos superaban el límite elástico del material, se ha decidido cambiar de material, pasando de un hierro dúctil común, a un acero AISI 4030, con unas capacidades superiores, y capaz de resistir los esfuerzos sin problemas.

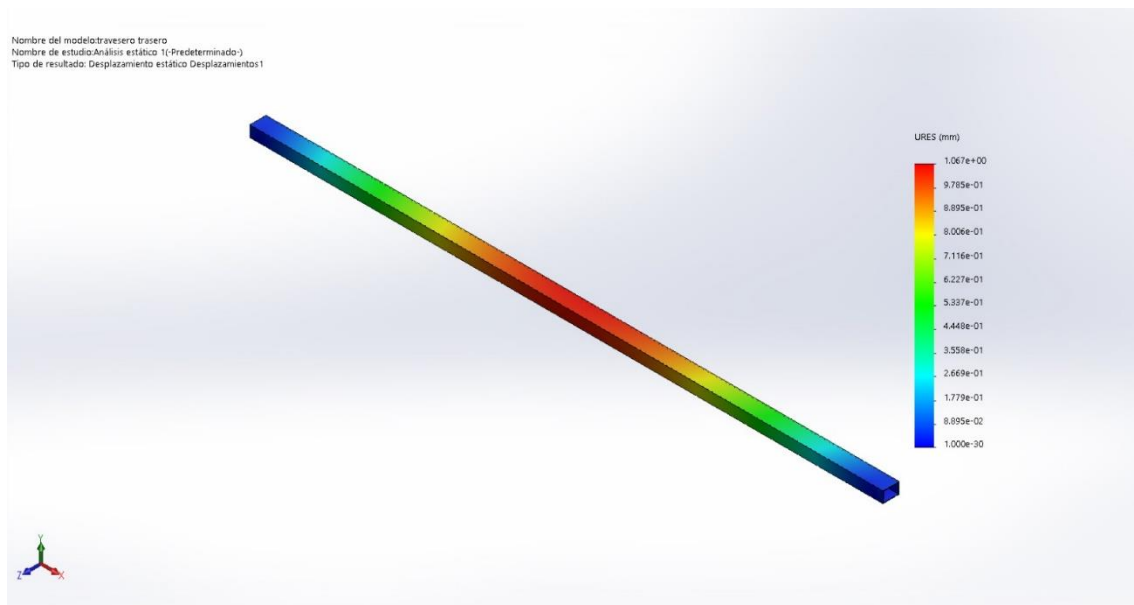
### 9.2.3. Travesero trasero



**Imagen 9.2.3.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero trasero”.

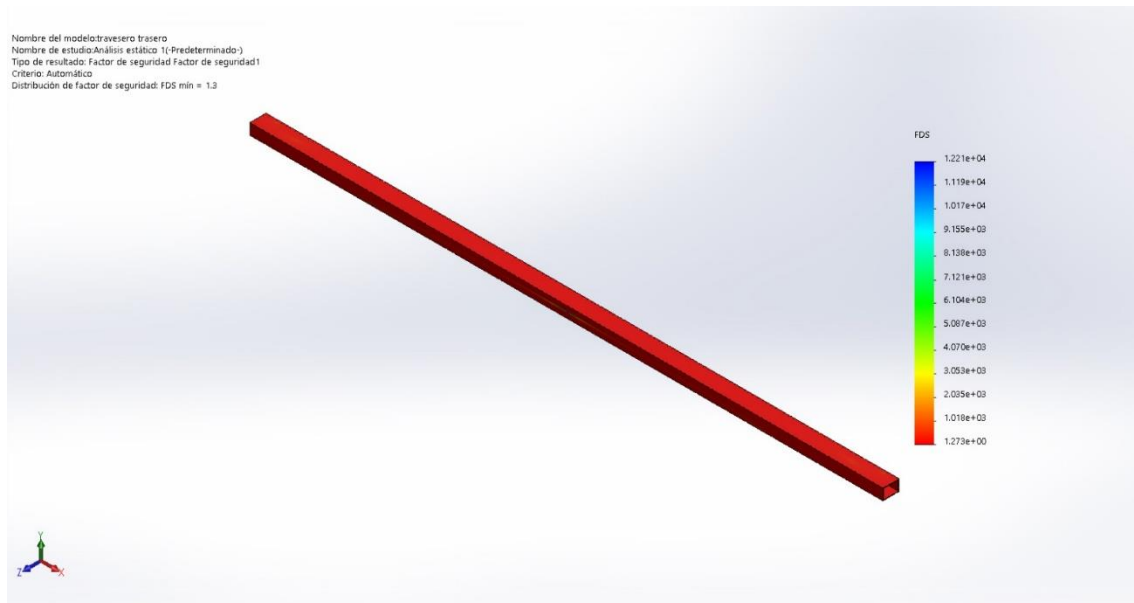
El límite elástico del material está fijado como  $2.827 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup> y como se puede apreciar en la imagen, la tensión máxima es de  $2.22 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>. Por tanto, en cuanto a tensiones, el elemento es resistente.

Procedemos a la evaluación de las deformaciones:



**Imagen 9.2.3.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Travesero medio”.

En este caso, se puede observar que la deformación alcanza 1mm. Aunque es algo mayor que en los casos anteriores, se debe tener en cuenta que las cargas se han mayorado, y por tanto, la deformación real será menor. Aún y así, el funcionamiento del elemento no se verá afectado por la deformación, por lo que el elemento es resistente.



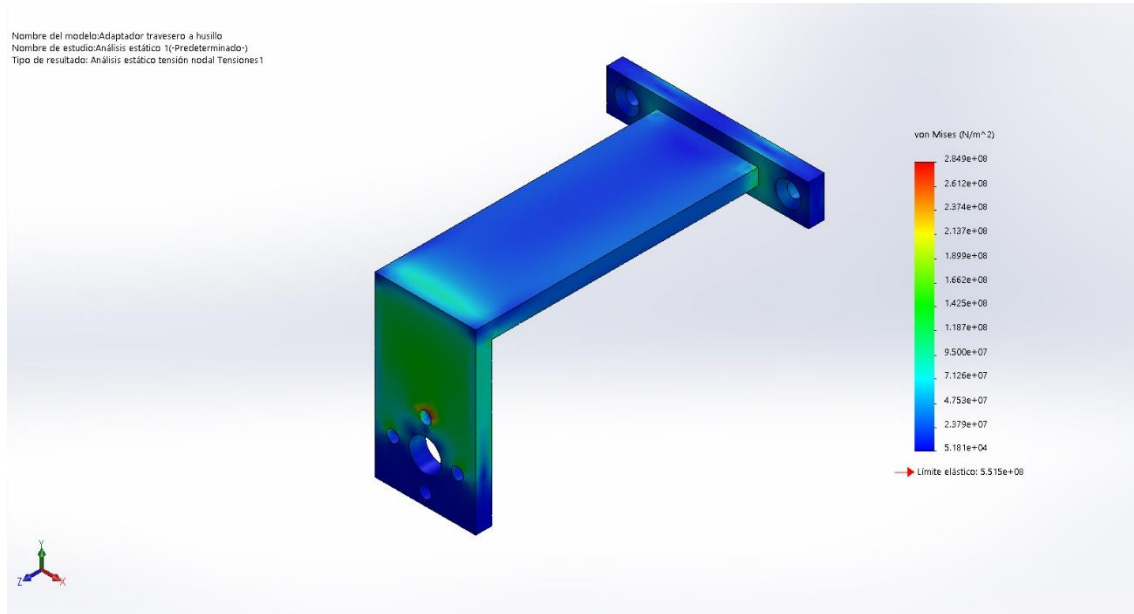
**Imagen 9.2.3.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Travesero trasero”.

Como se puede apreciar, el valor del factor de seguridad es menor que en los anteriores. De todos modos, el valor de FS se acerca a 1.3; aún siendo un valor bastante ajustado, teniendo en cuenta que las cargas se han mayorado, se considera que el elemento será lo suficientemente resistente.

#### Descripción:

Este elemento se conforma a partir de un tubo rectangular de acero inoxidable, de 20x30mm y de 116cm de longitud. Tiene una masa algo superior a 1 kilogramo y se le realizan dos perforaciones, una a cada lado y de forma simétrica para conectarlo al montante trasero. Se unirá al anterior mediante 2 tornillos con tuerca.

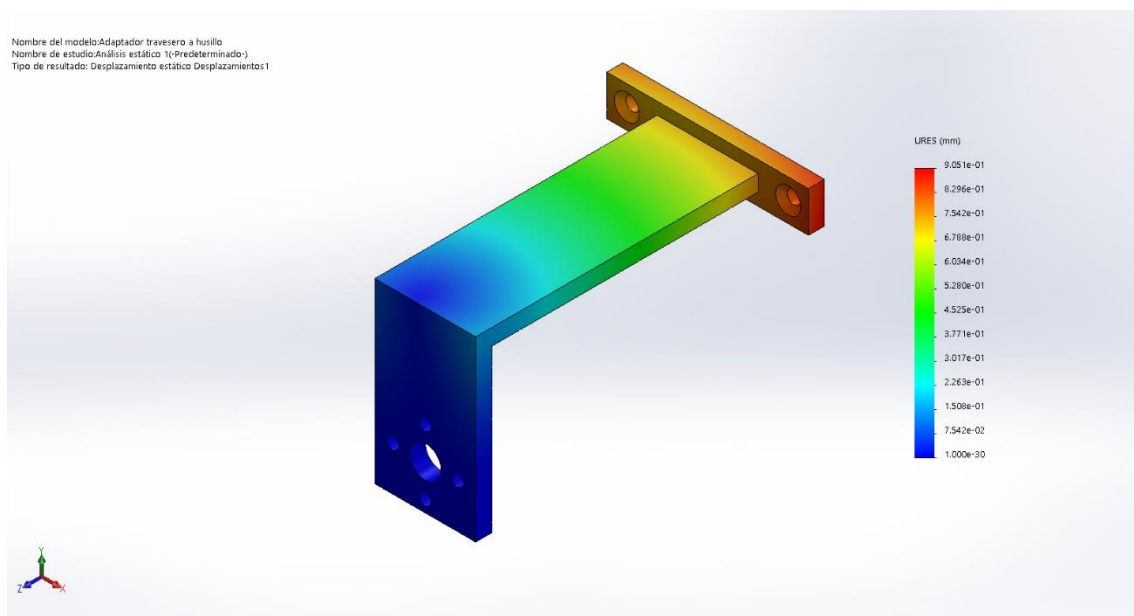
#### 9.2.4. Elemento de unión entre travesero delantero y husillo



**Imagen 9.2.4.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Adaptador travesero - husillo”.

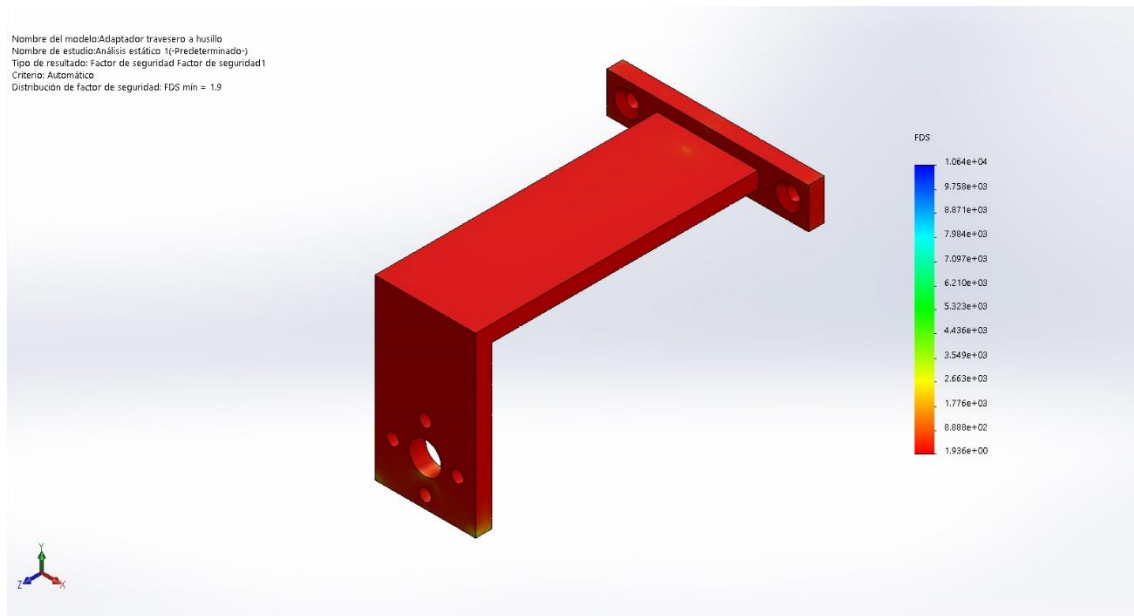
Como se puede ver, el valor máximo de tensión aplicado sobre la zona crítica de la pieza es de  $2.849 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ , que es inferior al límite elástico de la pieza, que tiene un valor mayor, de  $5.51 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ . En este aspecto, el diseño es resistente.

Se procede al análisis de deformaciones:



**Imagen 9.2.4.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Adaptador travesero - husillo”.

Como se puede valorar en la imagen anterior, el valor de las deformaciones vuelve a ser inferior a 1 milímetro, concretamente de  $9.051 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$  y, por lo tanto, podemos decir que es perfectamente asumible, y que no afectará al funcionamiento del elemento en cuestión.



**Imagen 9.2.4.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Adaptador travesero - husillo”.

Como se puede apreciar, el factor de seguridad mínimo resultante en la pieza es de 1.96. Con los valores obtenidos de las tres figuras anteriores, se puede afirmar que el diseño de la pieza es resistente.

#### Descripción:

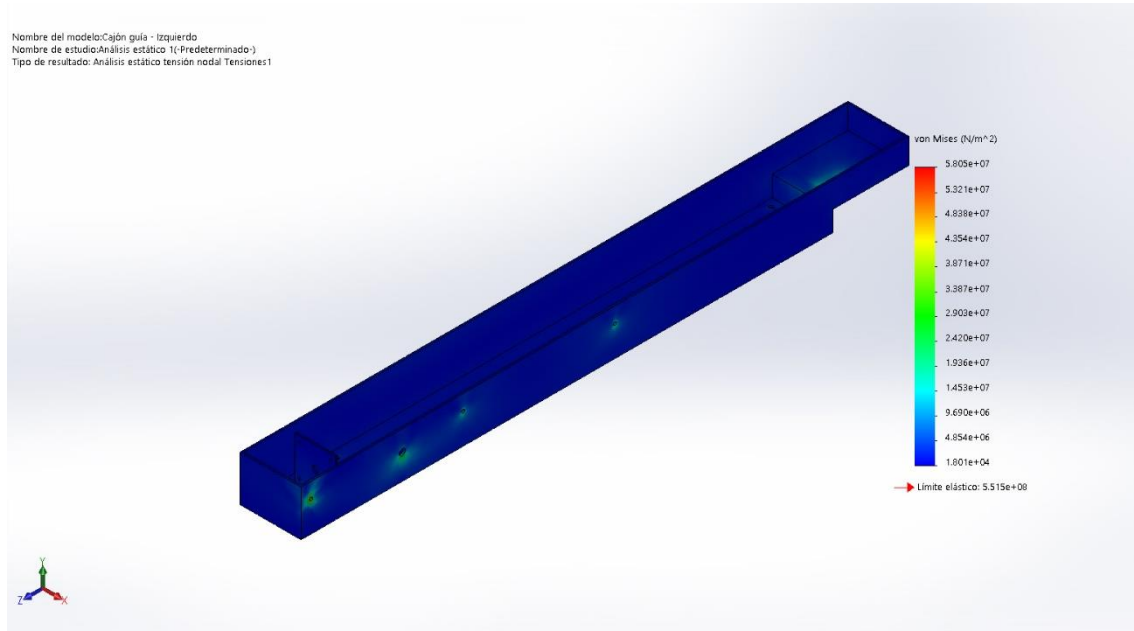
Este elemento se conforma a partir de 3 partes de listón rectangular de hierro; una de 10mm de ancho, y dos de 25mm. Las piezas se unirán mediante soldadura. Para adaptarse a su situación, tiene diversas perforaciones que le permiten conectar el travesero delantero con el husillo del techo retráctil en su parte superior, y con el eje en su parte inferior. Está fabricado en hierro, y tiene una masa de unos 90 gramos. Se deberá colocar uno a cada lado del travesero delantero, y traspasará sus esfuerzos al husillo.

### 9.2.5. Cajón de deslizamiento y anclaje

Para la construcción de este elemento, se realizará un estudio comparativo entre los materiales Hierro y Aluminio<sup>10</sup>.

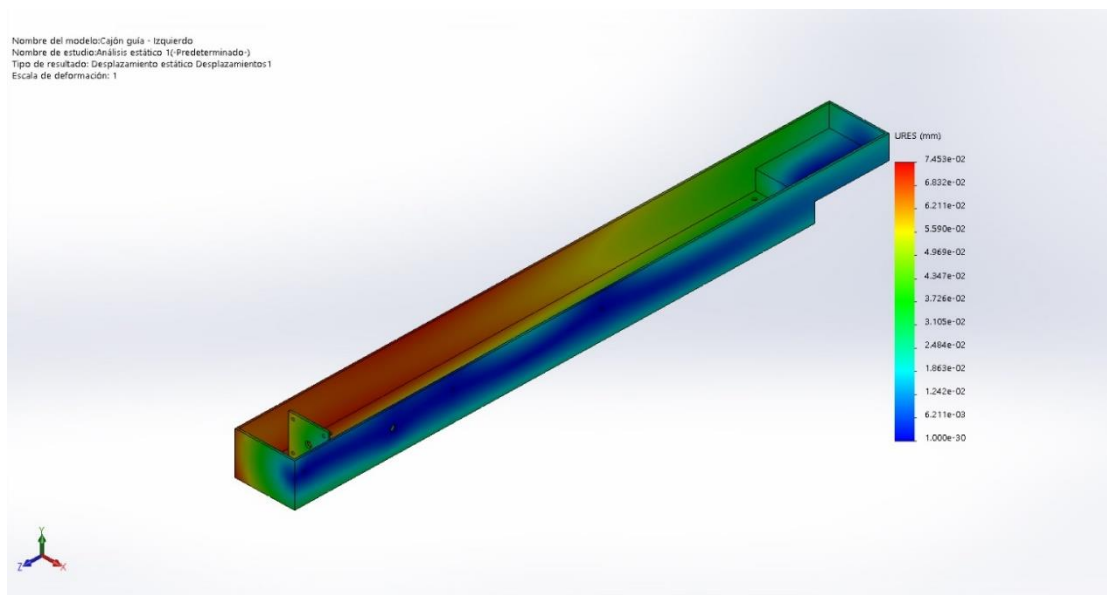
#### Hierro

En este caso, el hierro tiene una resistencia mucho más elevada que el aluminio, pero también un peso mayor.



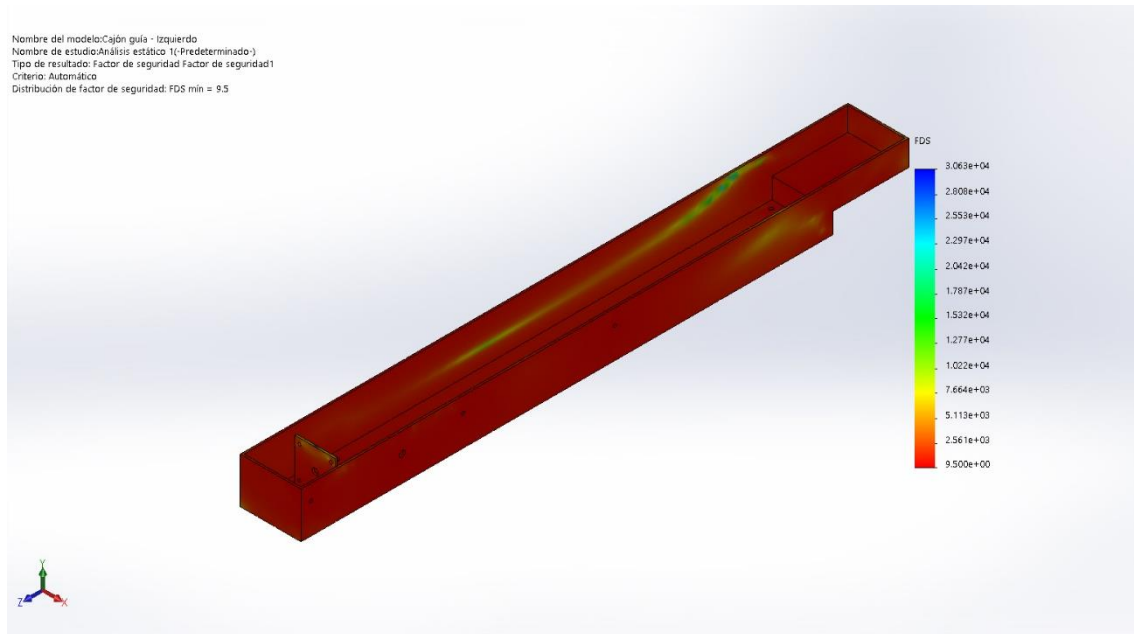
**Imagen 9.2.5.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático 1 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.

Como se puede apreciar en la imagen anterior, el cajón fabricado en hierro, tiene un límite elástico de  $5.515 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>; y las tensiones máximas se quedan alrededor de un orden de magnitud menor, en unos  $5.805 \cdot 10^7$  N/m<sup>2</sup>. Por tanto, en cuanto a tensiones, el elemento fabricado en hierro es resistente.



**Imagen 9.2.5.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático 1 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.

En cuanto a las deformaciones, no se alcanzan valores superiores a 1 centésima de milímetro, y por tanto, se puede decir que no afectarán al funcionamiento del elemento.

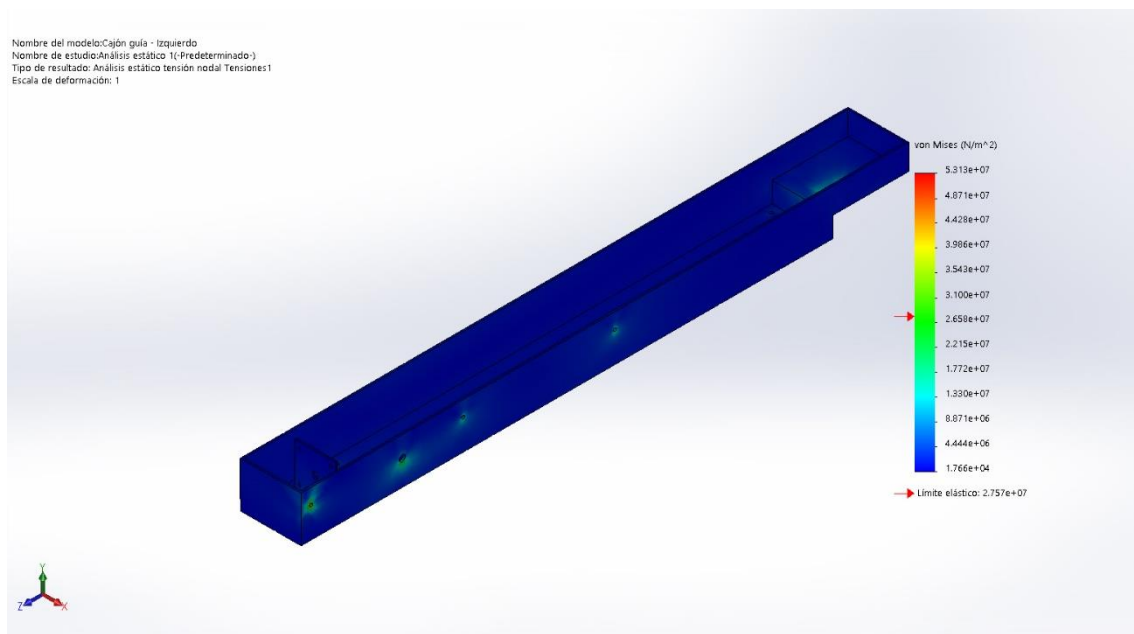


**Imagen 9.2.5.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático 1 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.

En el caso del elemento fabricado en hierro, el FS es de alrededor de 9.5; y por tanto es muy resistente.

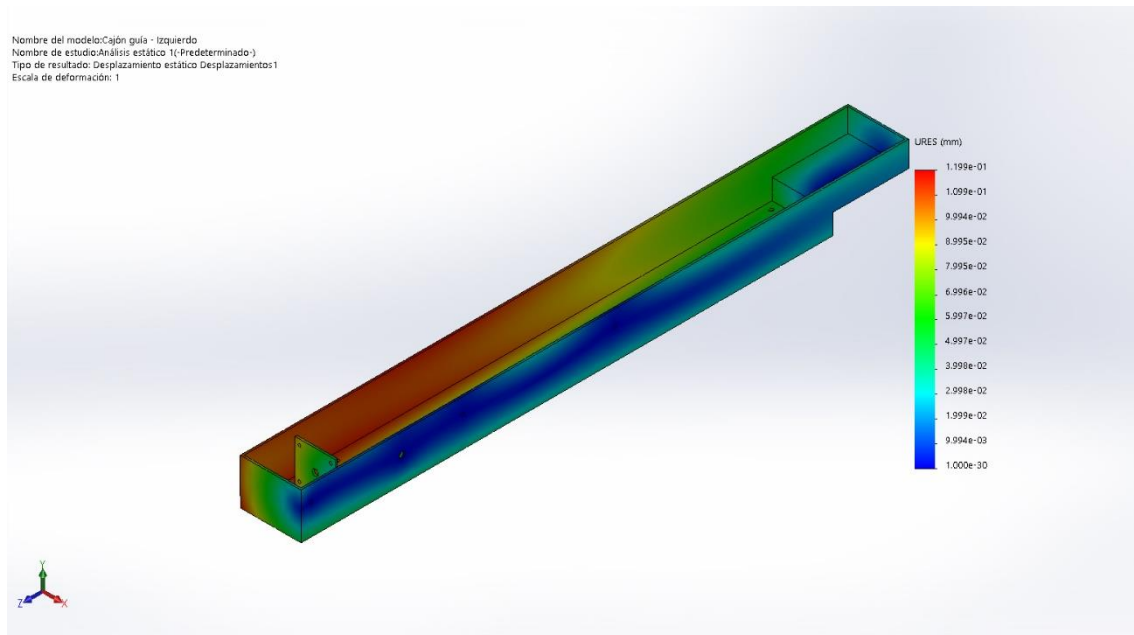
### Aluminio

Ahora, se realizará el mismo estudio, pero con el material aluminio. Éste, es más ligero, pero tiene menor resistencia.



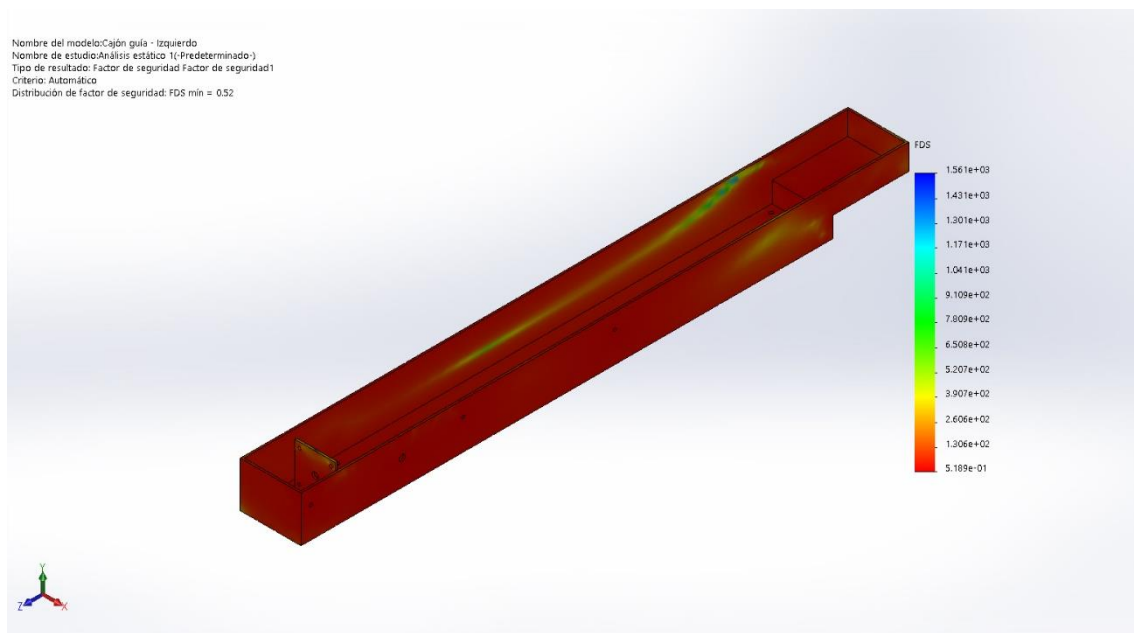
**Imagen 9.2.5.4.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático 2 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.

En este caso, y como se puede observar en la imagen el valor de las tensiones máximas ( $5.313 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ) es mayor que el del límite elástico ( $2.757 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ). Por tanto, se debe observar si las deformaciones son muy elevadas, y juzgar la resistencia del elemento.



**Imagen 9.2.5.5.** Deformaciones encontradas en el estudio estático 2 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.

A pesar de que las tensiones sobre el elemento son muy elevadas, se puede observar que las deformaciones son de  $1.99 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$ , y por tanto que la pieza no se deformará excesivamente; y por tanto, no afectaría al funcionamiento de la pieza.



**Imagen 9.2.5.6.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático 2 del elemento “Cajón deslizamiento y anclaje”.



En este caso, y como se puede ver, se ha sacrificado el factor de seguridad en virtud de reducir el peso. Aunque el valor del FS es menor a 1, las cargas (sobre todo las tensiones aplicadas sobre la lona) se han mayorado ostensiblemente durante el estudio de este elemento; por lo que se puede predecir que, colocando elementos de dispersión de la tensión, como arandelas, sobre las superficies de máxima sollicitación, el elemento será suficientemente resistente a pesar de no alcanzar el mínimo FS y superar el límite elástico. Lo que sí se puede afirmar es que, si se construye en aluminio, será una de las zonas más débiles de la estructura, y que se deberá tener en especial consideración.

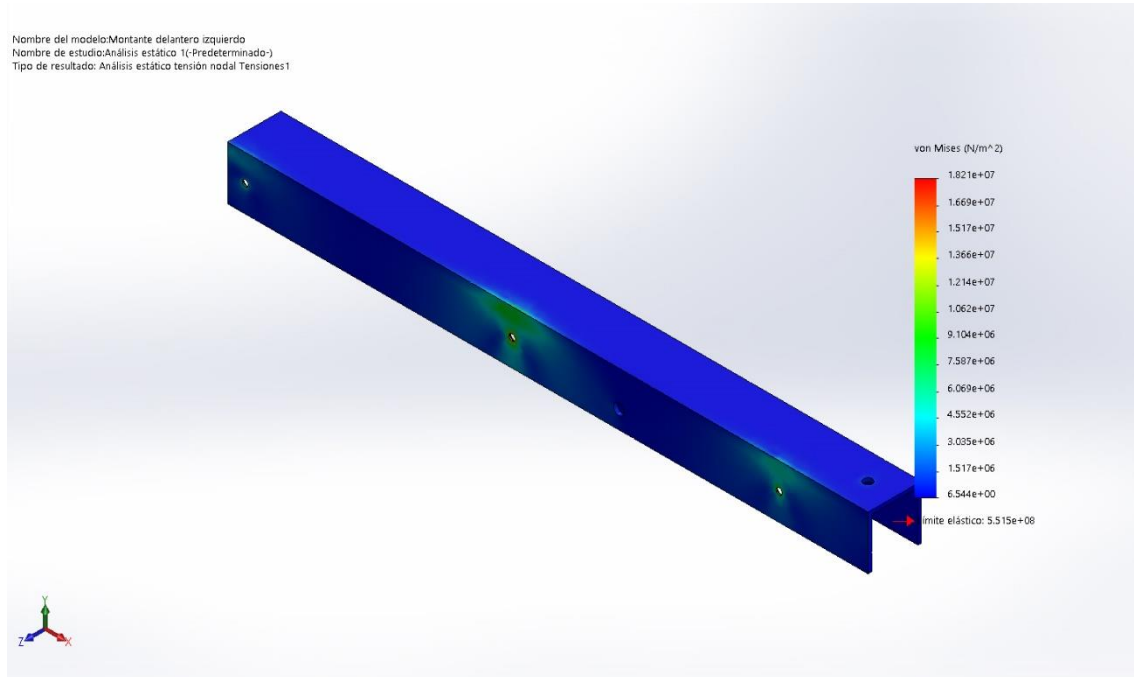
#### Decisión:

Aunque de forma aislada la estructura puede no parecer lo suficientemente resistente si se construye en aluminio, se considera que debido al mayoramiento de cargas y al aumento de la superficie de incidencia de los esfuerzos mediante dispersores, el elemento será lo suficientemente resistente para cumplir con los requerimientos<sup>10</sup>.

#### Descripción:

Se trata de un elemento de longitud bastante importante, en proporción al techo en general; con una largada de 60cm. Está construido en aluminio y tiene una masa de 490 gramos. Se ha elegido construirlo en aluminio debido a que se reduce su peso en 800 gramos, y se trata un factor determinante a la hora de escoger actuadores. El grosor de sus laterales es de 2mm, lo que le proporciona una rigidez estructural mayor a las planchas de aluminio normales. En la parte delantera se ha proporcionado un encaje que permitirá colocar la fijación del soporte del pestillo rotativo. Sobre este, se desplazará la guía que permite el desplazamiento del techo retráctil.

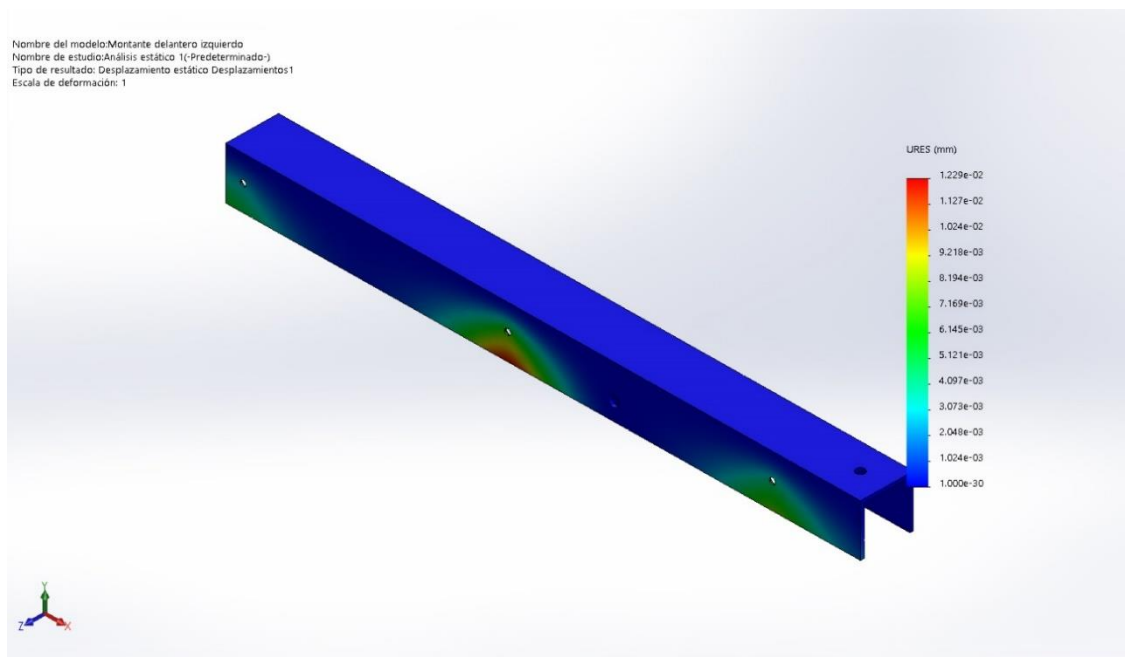
### 9.2.6. Montante delantero



**Imagen 9.2.6.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Montante delantero”.

En este caso, se puede ver que el límite elástico, que toma valores alrededor de  $5.515 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ , es mayor que las tensiones máximas producidas sobre la pieza, que son de  $1.7 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$  y por tanto tendrá un comportamiento resistente.

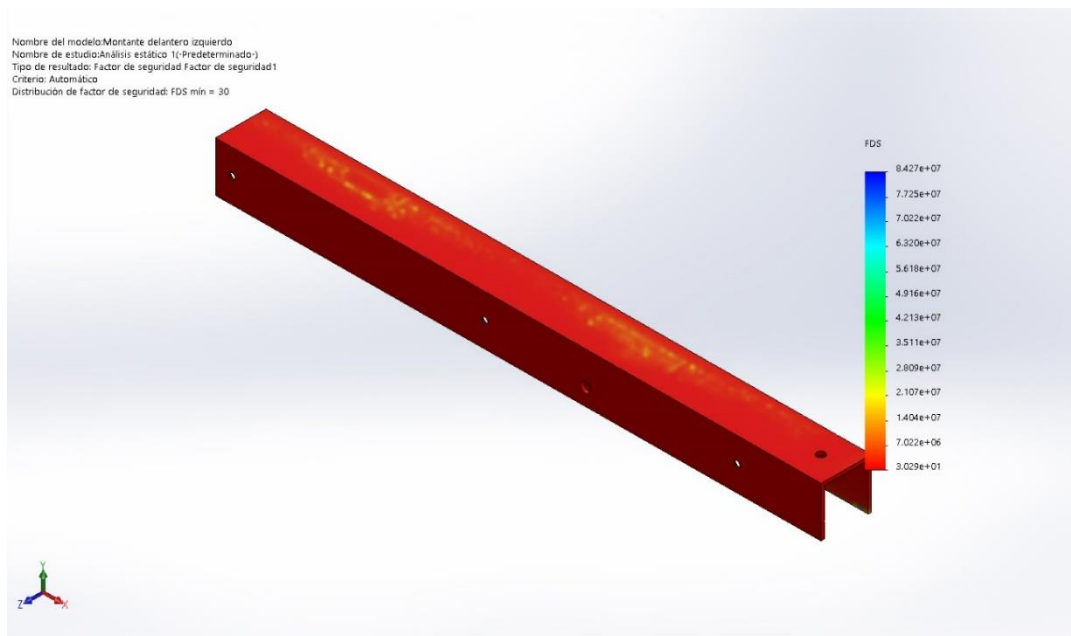
Se procede al análisis de las deformaciones que sufre el elemento:



**Imagen 9.2.6.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Montante delantero”.

A partir de la imagen anterior, se puede advertir que las deformaciones máximas son de  $1.229 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$ , y por tanto no tienen ninguna afectación sobre la funcionalidad del elemento. Por tanto el dimensionamiento es correcto en este aspecto.

Ahora se procede al análisis del factor de seguridad distribuido por el elemento:



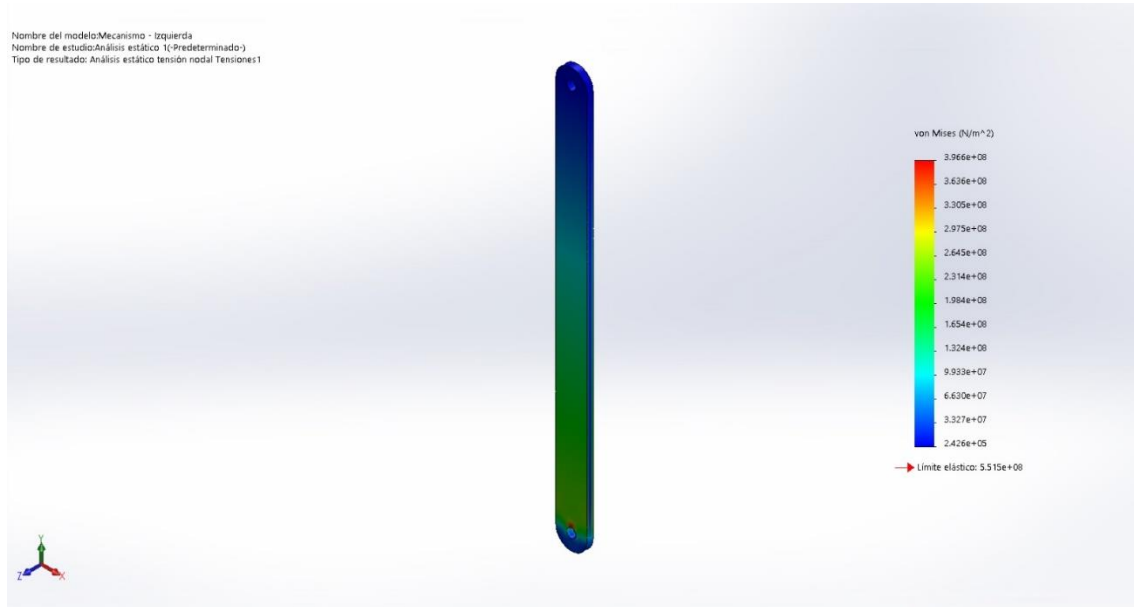
**Imagen 9.2.6.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Montante delantero”.

Como se muestra en la imagen anterior, en la distribución del factor de seguridad, el valor mínimo de esta pieza alcanza un valor de 30; por lo tanto, y teniendo en cuenta los datos proporcionados podemos decir que la pieza es demasiado resistente. En el caso de tener un presupuesto más elevado, se podría pensar en reducir el valor del grosor de las paredes; pero teniendo un presupuesto ajustado, se decide conservar la medida utilizada, teniendo en cuenta que se trata de una U estándar de hierro, y será más económica que cualquier elemento fuera de catálogo.

#### Descripción:

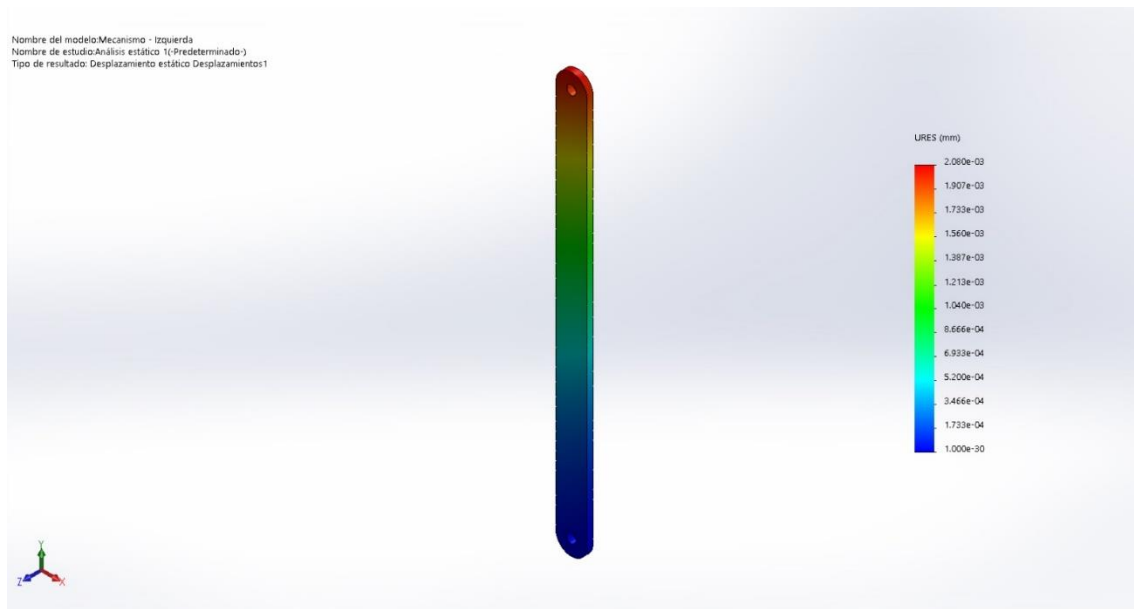
Esta pieza se construye a partir de la modificación y adición de elementos a una U rectangular de hierro de 30x30mm. Tiene un grosor de paredes de 2mm, y se le añaden diversos elementos en forma de pletina, a partir de soldadura. Se le realizan diversas perforaciones, que servirán para conectarlo al cajón de deslizamiento, y también para conectarlo con el mecanismo de abertura y cierre de la parte delantera de la capota.

### 9.2.7. Brazo del mecanismo – 27cm



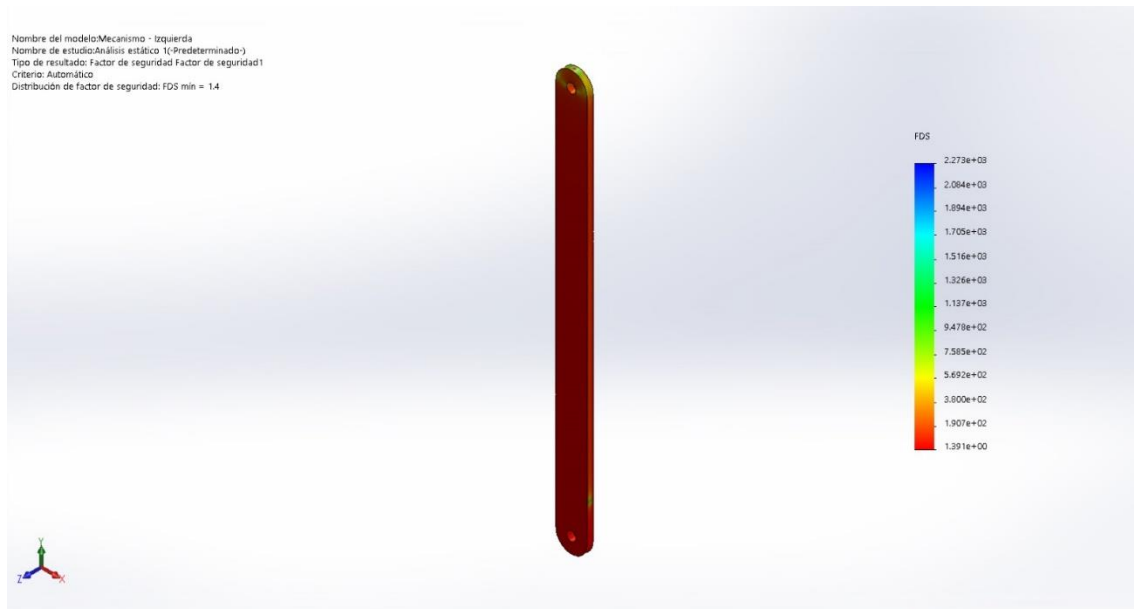
**Imagen 9.2.7.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 27cm”.

En la imagen anterior, se puede apreciar que el límite elástico del elemento es mayor que las cargas aplicadas sobre el elemento y que, por lo tanto, en este aspecto es resistente.



**Imagen 9.2.7.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 27cm”.

Aunque el valor de las deformaciones no es elevado, además se debe tener en cuenta que este elemento no está solo y que, por acción del resto de elementos, se mantendrá en su posición.



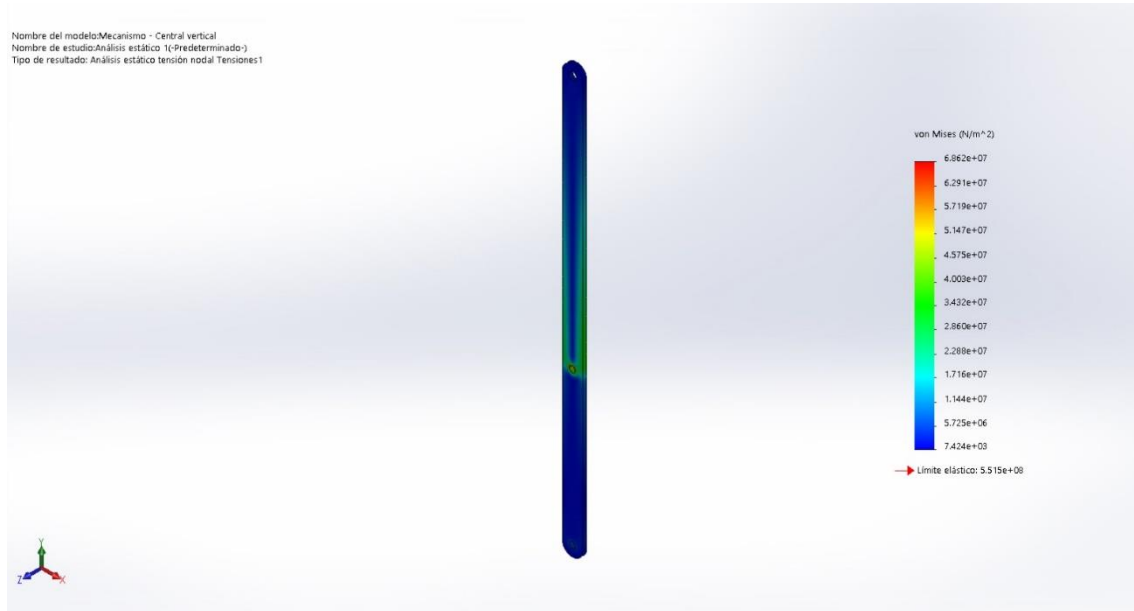
**Imagen 9.2.7.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 27cm”.

En la imagen anterior, se muestra el factor de seguridad distribuido sobre este elemento. Se puede apreciar que alcanza un valor mínimo de 1.39. Aunque en la mayoría de piezas los valores son más altos, deberemos tener en cuenta que el mayoramiento de cargas permite tener más margen en el diseño de los elementos.

#### Descripción:

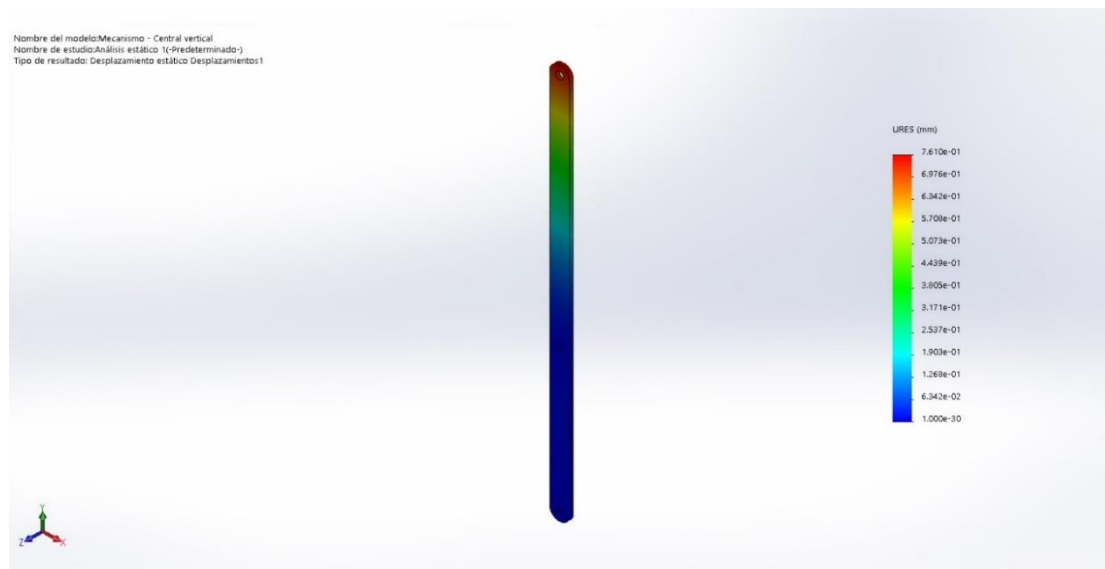
Como se puede apreciar, este elemento se construye a partir de pletina de hierro, de 2cm de ancho y 4mm de grosor. Se le realizan dos perforaciones, una en cada extremo, para unirla a los elementos con los que comparte movimiento. También se redondearán las esquinas para evitar roturas o desgarros en la tela.

### 9.2.8. Brazo del mecanismo – 42cm



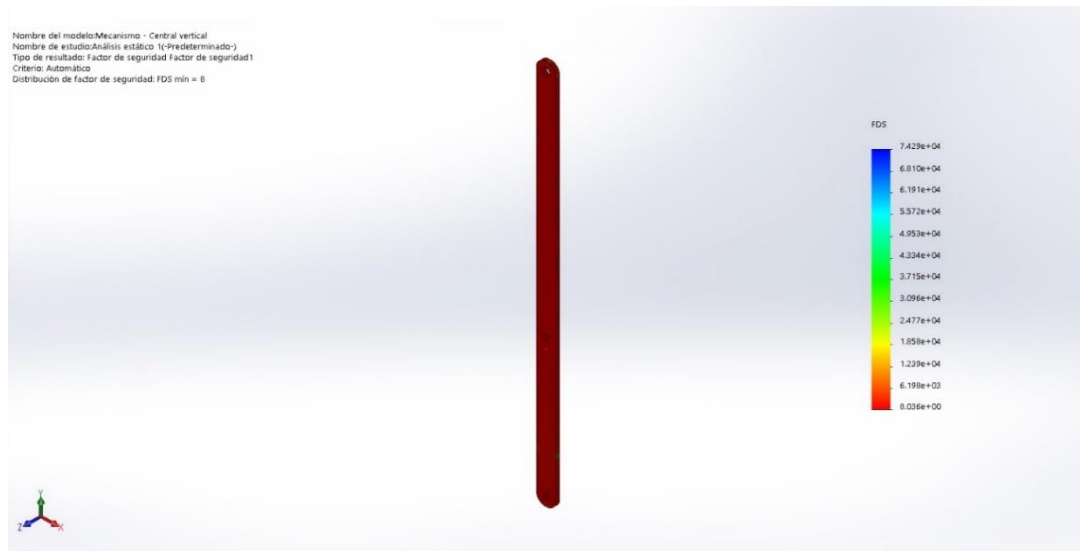
**Imagen 9.2.8.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 42cm”.

En este caso, como se observa en la imagen, la tensión generada sobre el elemento es menor al límite elástico del material, y por tanto es un elemento resistente en ese aspecto.



**Imagen 9.2.8.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 42cm”.

Las deformaciones encontradas en el estudio, como se aprecia en la imagen, son menores al milímetro, por lo tanto, se puede decir que es perfectamente funcional, aunque se deforme al máximo.



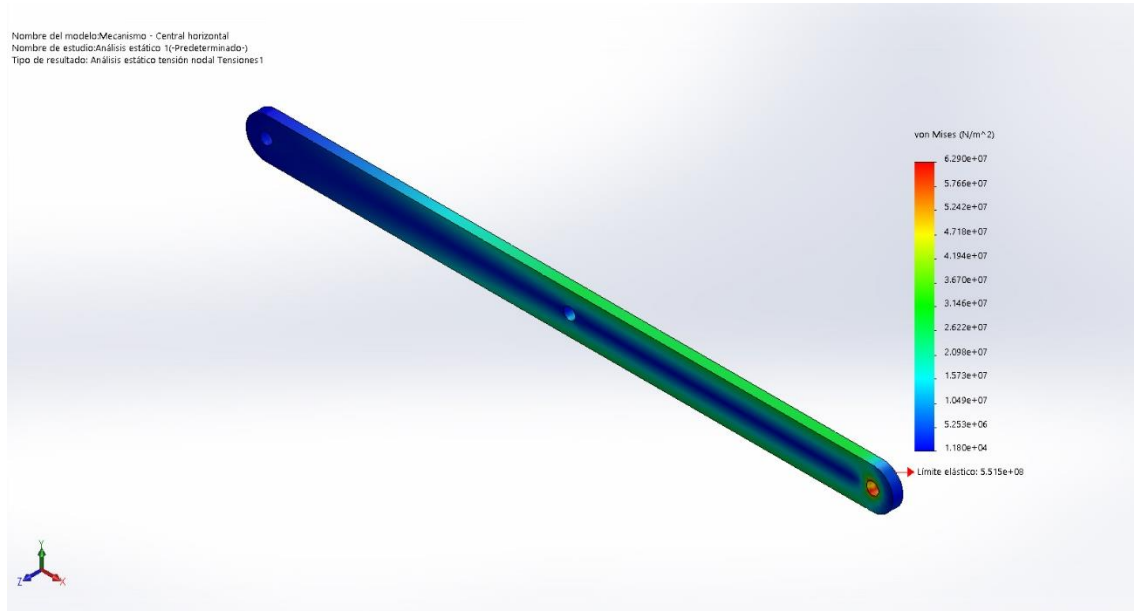
**Imagen 9.2.8.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 42cm”.

Como apreciamos en la imagen anterior, el factor de seguridad (FS) en la pieza, alcanza valores mínimos superiores a 8, y por lo tanto es perfectamente válida para realizar el trabajo.

#### Descripción:

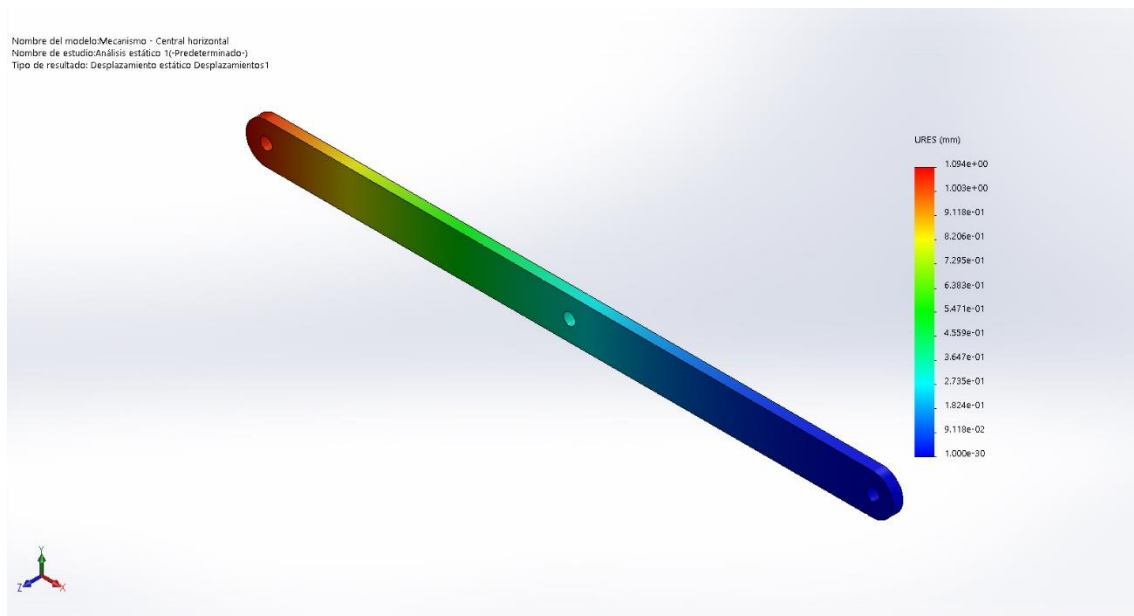
Como se puede ver, y de forma parecida al caso anterior, el elemento se construye a partir de una pletina de hierro de 2cm de ancho y 4mm de grosor. También se le realizan 2 perforaciones, una en cada lado, para unirla a los elementos aledaños. Se redondearán las puntas para evitar cantos vivos que puedan tocar la lona y rasgarla.

### 9.2.9. Brazo del mecanismo – 32cm



**Imagen 9.2.9.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 32cm”.

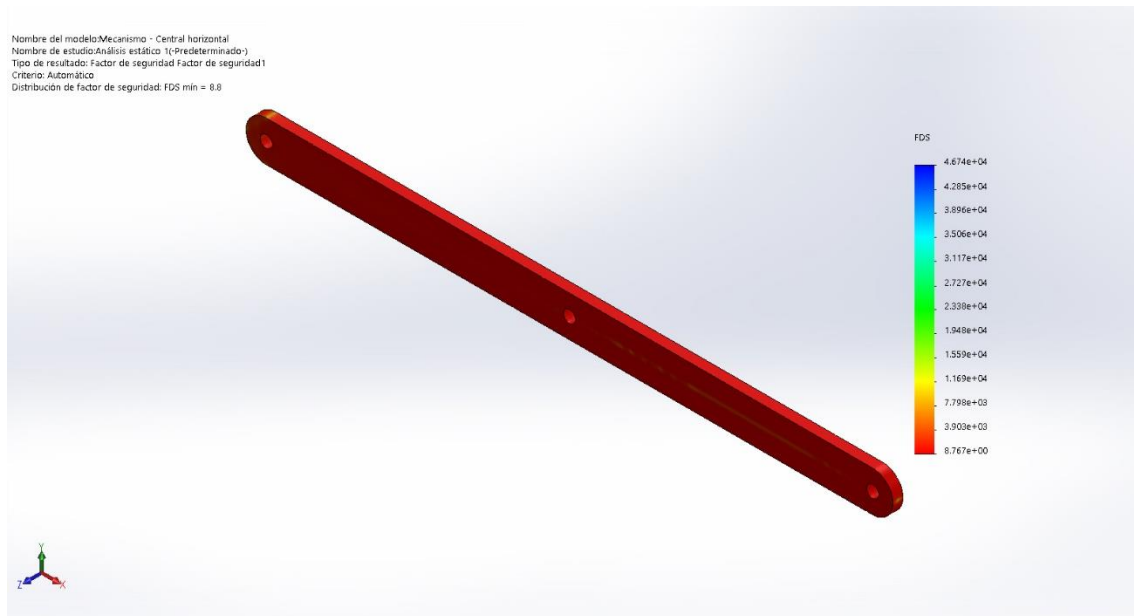
Como se puede apreciar en la imagen anterior, el límite elástico del material ( $5.515 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ ) es mayor a las tensiones generadas sobre el material, que son de un orden de magnitud menor; y alcanzan valores de  $6.29 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ . Por lo tanto, en este aspecto es una pieza resistente.



**Imagen 9.2.9.2.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 32cm”.

Si se observa la imagen anterior, se puede apreciar que las deformaciones máximas alcanzan el milímetro. Aunque puede parecer que es una deformación elevada, se debe tener en cuenta que la pieza no está sola, sino que está sujeta por otros elementos, que le permitirán conservar su forma, y no doblarse con facilidad.





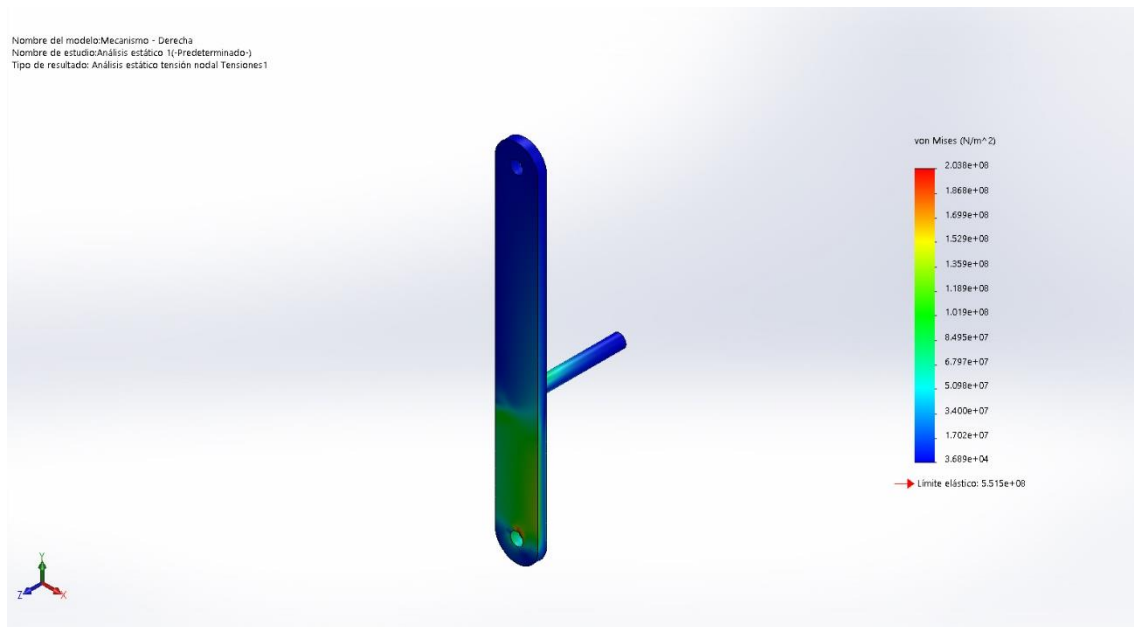
**Imagen 9.2.9.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 32cm”.

Como se puede ver, el factor de seguridad (FS) mínimo de la pieza es de 8.7; y por tanto, podemos decir que la pieza es totalmente capaz de soportar la carga a la que está sometida.

#### Descripción:

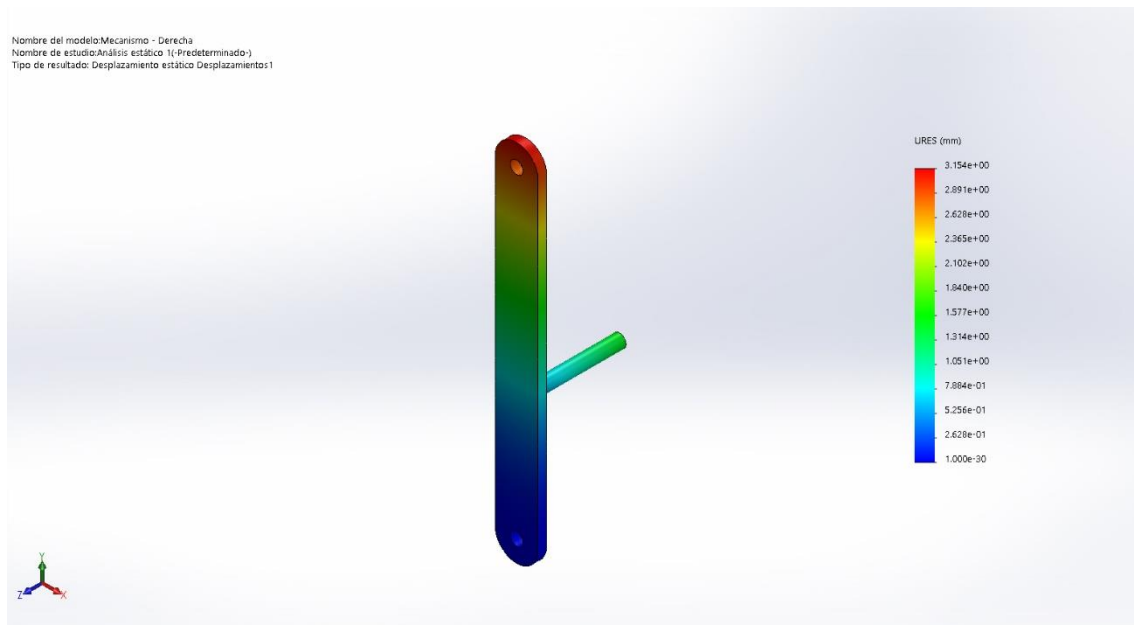
Como en los casos anteriores, se puede observar que la pieza se fabrica a partir de pletina de hierro de 2cm de ancho y 4mm de grosor. En este caso tiene una longitud de 32cm. Se le realizan 3 perforaciones, una en cada punta y una descentrada, que permite el giro correcto del mecanismo. Se le redondearan las puntas, como en los casos anteriores, para evitar cantos que puedan ser susceptibles de rasgar la lona.

## 9.2.10. Brazo del mecanismo – 17cm



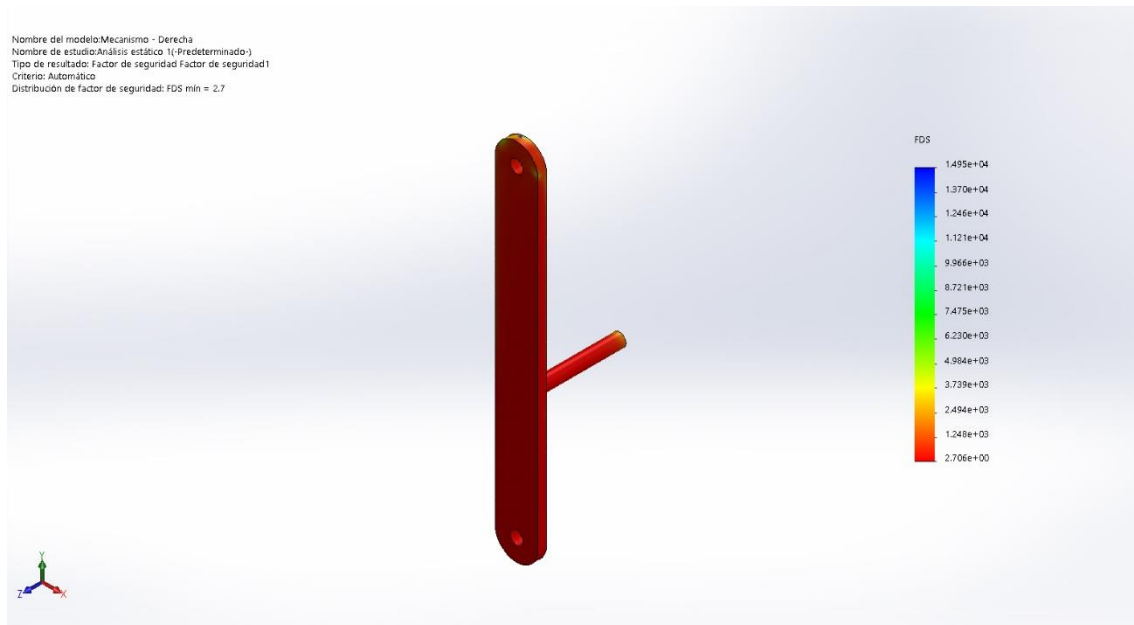
**Imagen 9.2.10.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 17cm”.

Como se puede observar, la tensión generada sobre el material, que alcanza valores de  $2.038 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$  es menor al límite elástico del material. En este caso, el elemento es resistente.



**Imagen 9.2.10.2.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 17cm”.

Como se puede ver, las deformaciones generadas por los esfuerzos son de 3mm. Se debe tener en cuenta que es una deformación elástica, y además, que no se produce sobre la zona más débil de la pieza, que es el espárrago de unión con el actuador lineal. Además, la sección que más se deforma, irá unida a otros elementos, que pueden mejorar su resistencia como conjunto.



**Imagen 9.2.10.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Brazo del mecanismo – 17cm”.

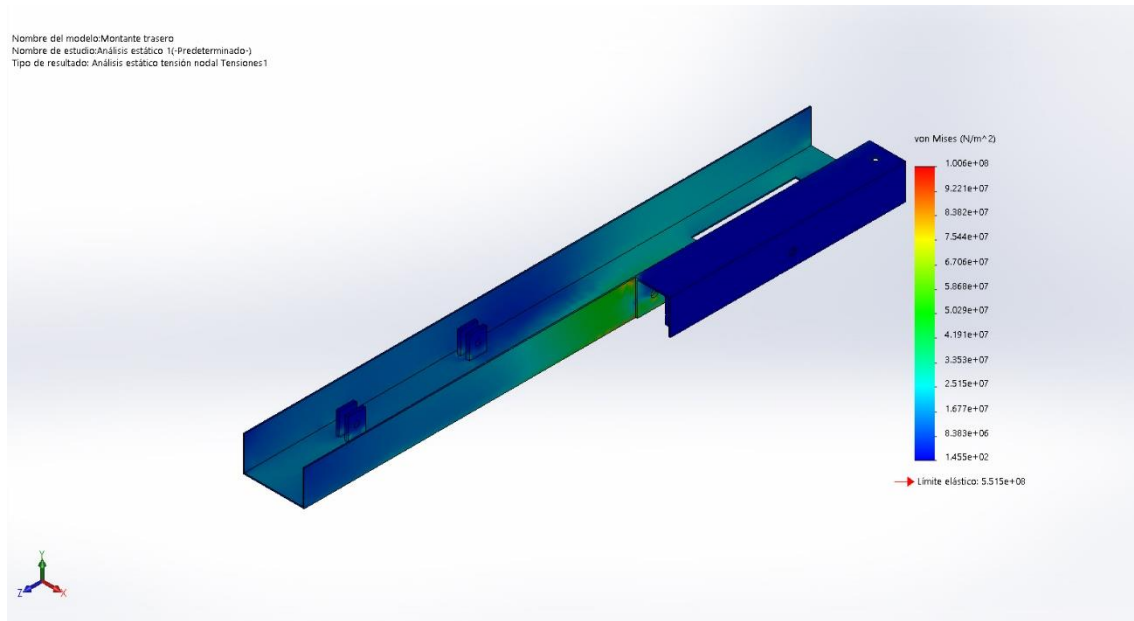
Como se puede observar, a pesar de deformarse, la pieza posee un factor de seguridad elevado, del orden de 2.7; por lo que se entiende que es perfectamente capaz de soportar los requerimientos que se le imponen.

#### Descripción:

En este caso, y como se puede ver en las imágenes, el elemento se construye a partir de una pletina de hierro de 17cm de largo, 2cm de ancho y 4mm de grosor. A esta, se le realiza una perforación en cada extremo; y además se le suelda un perno que se utilizará para conectar el elemento al actuador lineal. Como en los casos anteriores, se redondearán los extremos para evitar daños en la tela.

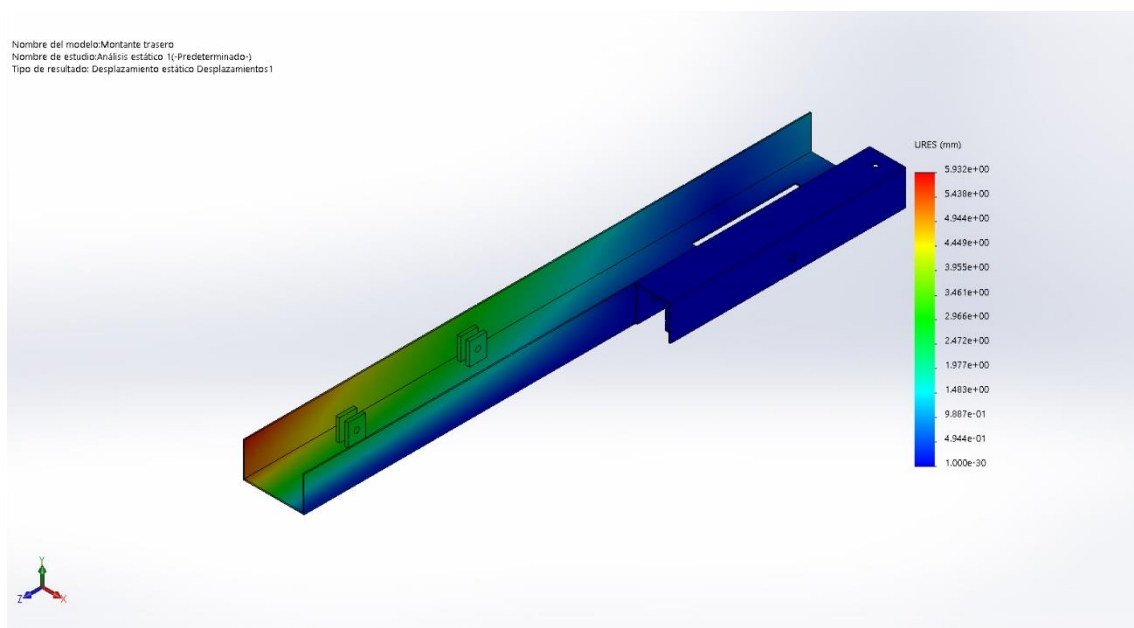
### 9.2.11. Montante trasero

Sobre este elemento, se aplicarán los esfuerzos generados por el mecanismo de apertura y cierre de la zona delantera de la capota; así como los pesos de los elementos, y las tensiones generadas por la lona en la zona trasera del vehículo.



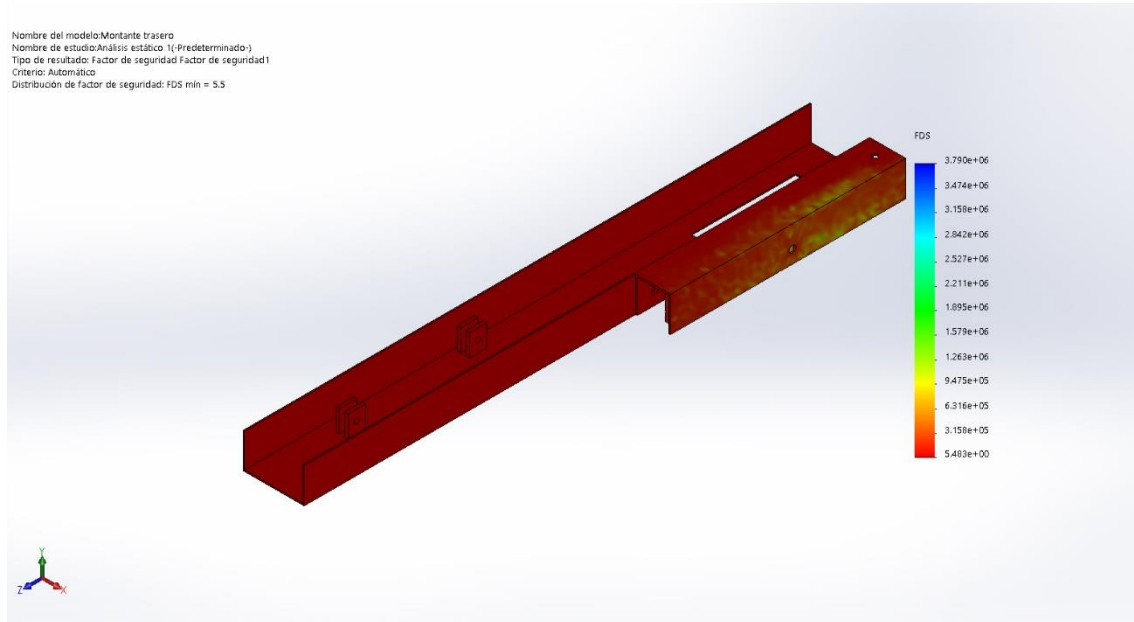
**Imagen 9.2.11.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Montante trasero”.

Como se puede observar en la imagen anterior, el límite elástico del material es superior a la tensión máxima generada sobre la pieza y, por tanto, se puede considerar que en este aspecto es un elemento resistente.



**Imagen 9.2.11.2.** Desplazamientos encontrados en el estudio estático del elemento “Montante trasero”.

Como se aprecia en la imagen anterior, las deformaciones alcanzan los 5mm. Aunque puede parecer una deformación muy elevada, debemos tener en cuenta que la pieza se ha construido con chapa fina de 1.5mm para reducir el peso, y que esto puede haber afectado a su integridad y resistencia. Aún y así, como se puede ver, la deformación se genera sobre un extremo de la pieza, por lo que se puede decir que no afectará al funcionamiento del elemento. Además, se debe tener en cuenta que esta es una simulación estática, con esfuerzos superiores a los reales y que puede generar mayores deformaciones de las que se producirán en realidad.



**Imagen 9.2.11.3.** Factor de seguridad distribuido en el estudio estático del elemento “Montante trasero”.

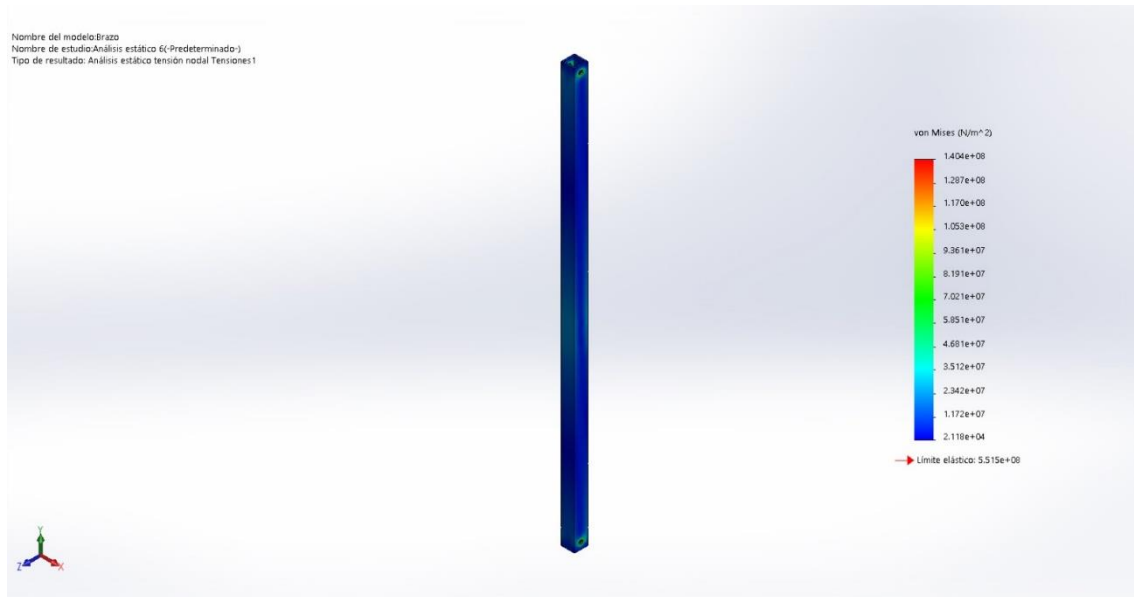
Como se aprecia en la imagen anterior, el factor de seguridad es de mayor a 5; por lo tanto, se puede determinar como un elemento resistente.

#### Descripción:

Este elemento se conforma en aspectos generales a partir de dos piezas distintas, ambas de hierro. La primera, colocada hacia arriba, se trata de una U de 1.5mm de grosor y 70x40mm de ancho y alto; con una longitud total de 65cm, una de las piezas más largas de todo el mecanismo. Esta U, como es un elemento fuera de catálogo, se fabrica a partir de una plancha plana, que se plegará a medida en una plegadora industrial. La segunda, una U de 40x40mm de ancho y alto, y 27cm de longitud. Ambas, se unirán mediante soldadura, por lo que formarán una única pieza y a ambas se les soldarán pletinas de refuerzo (de 20x4mm) para asentar en ellas los ejes de giro de los mecanismos. Además, se mecanizará un agujero que servirá para alojar el motor del actuador lineal, y le permitirá realizar el giro en un menor espacio. En conjunto, tiene una masa de alrededor de 1.5kg, y unas dimensiones de 650x110x40mm (Largo/Ancho/Alto).

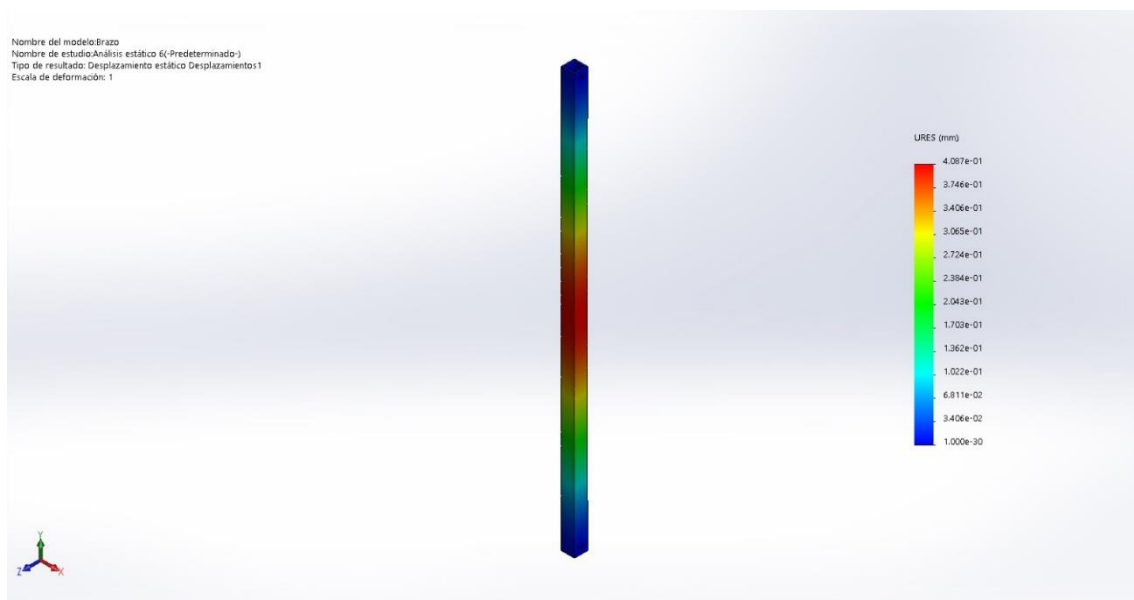
### 9.2.12. Brazo principal

Este elemento se caracteriza por ser el encargado de mover todo el conjunto de la capota hasta la posición de plegado y desplegado de la zona trasera. Para ello, será la encargada de unir el montante trasero con el actuador lineal.



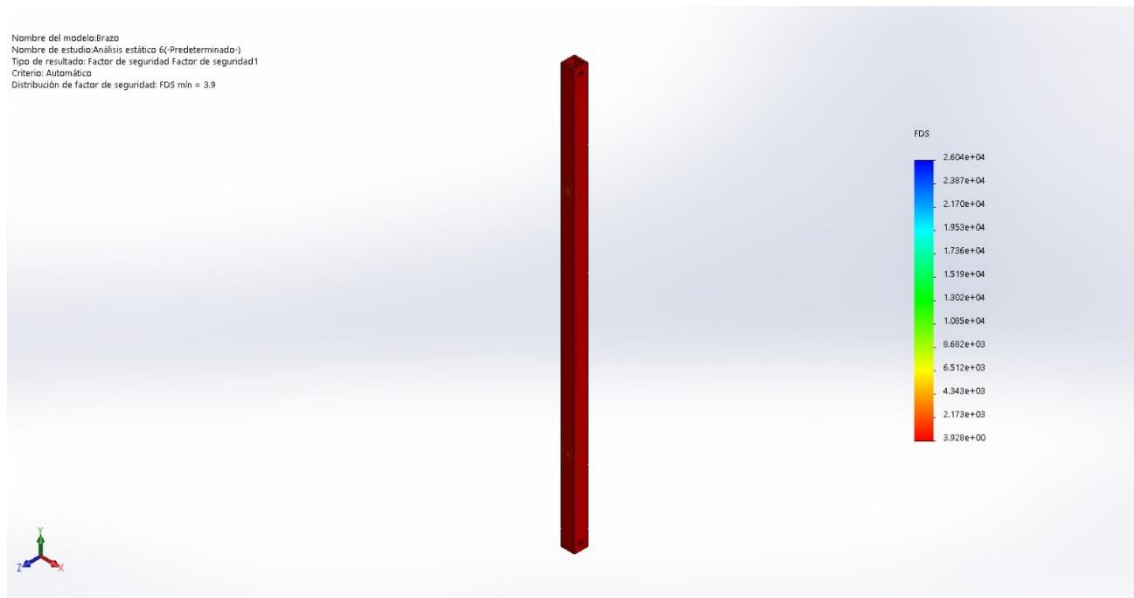
**Imagen 9.2.12.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo principal”.

Como se puede ver en la imagen, las tensiones máximas que soporta el brazo principal son menores que el límite elástico del material, y por tanto en este aspecto el elemento es resistente.



**Imagen 9.2.12.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo principal”.

Como se puede apreciar en la imagen anterior, las deformaciones máximas sobre la pieza son de  $4.067 \cdot 10^{-1}$  mm y, por lo tanto, se puede afirmar que no afectarán al funcionamiento correcto del elemento y, por tanto, determinará el elemento como una pieza resistente.



**Imagen 9.2.12.3.** Factor de seguridad distribuido encontrado en el estudio estático del elemento “Brazo principal”.

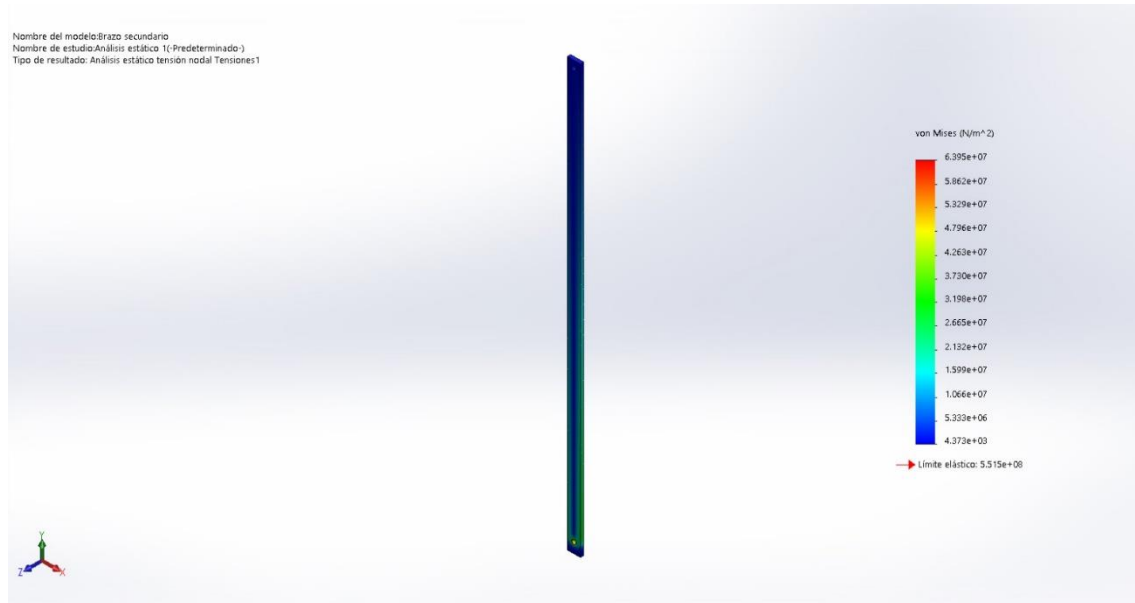
En este caso, se nos muestra que el factor de seguridad es cercano a 4, en concreto de 3.928 y, por lo tanto, se puede afirmar que el elemento es lo suficientemente resistente para soportar las cargas que se le aplican.

#### Descripción:

El brazo principal, puede definirse como un tubo rectangular construido en hierro de 20x20mm, con una longitud de 64cm y una distancia entre agujeros de 62cm; con una masa de 653 gramos. Cerca del centro de la pieza, a la distancia adecuada para el funcionamiento óptimo del actuador, se realizan las perforaciones sobre las que se atornillarán los soportes de los mismos actuadores.

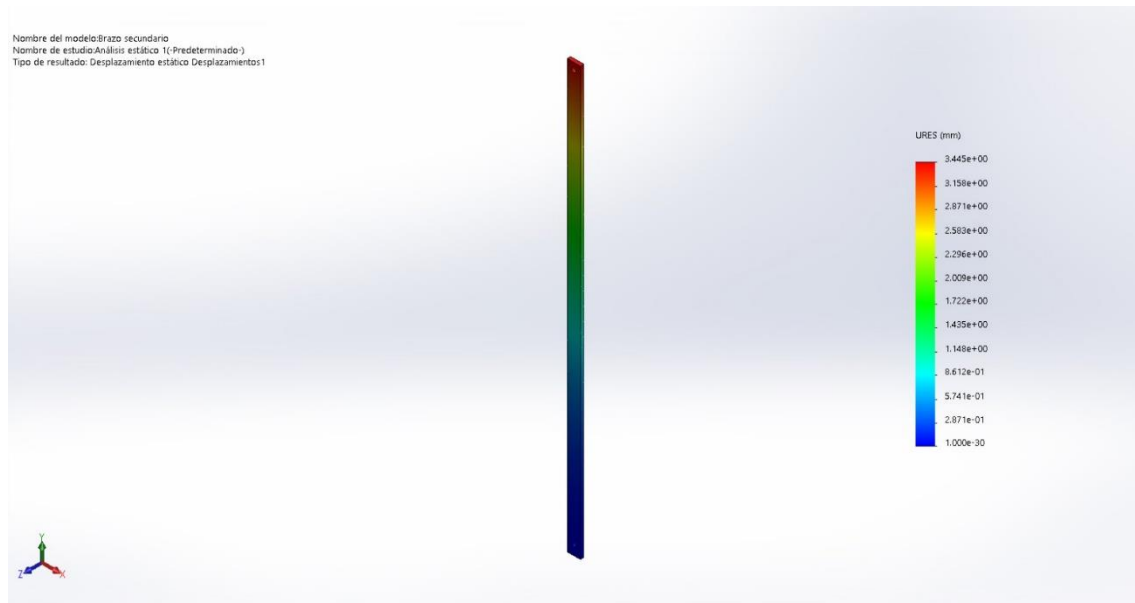
### 9.2.13. Brazo secundario

Este brazo secundario se encarga de ayudar al brazo principal a soportar los esfuerzos del peso de los elementos, y mantener los montantes traseros en posición horizontal.



**Imagen 9.2.13.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo secundario”.

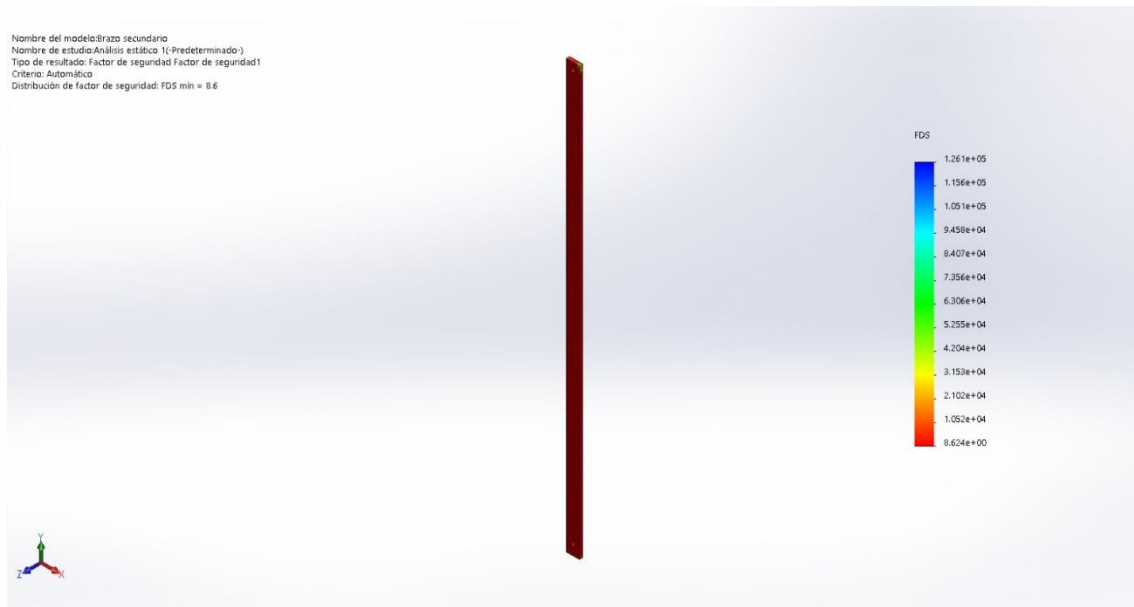
Como se puede observar en la imagen anterior, las tensiones aplicadas sobre el brazo secundario, que alcanzan un valor de unos  $6.4 \cdot 10^7$  N/mm<sup>2</sup>, son menores que el límite elástico del material y, por lo tanto, en este aspecto se puede considerar un elemento resistente.



**Imagen 9.2.13.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Brazo secundario”.

En cuanto a deformaciones, se puede encontrar una deformación de unos 3mm, que se debe entender como un valor pequeño en una pieza mayor a 60cm. Aunque parezca que se puede provocar una afectación sobre el funcionamiento, debemos entender que la pieza estará fijada por un pasador en su parte superior y encerrada entre dos pletinas que la sujetarán lateralmente, por lo que se considera que conseguirán retener esas pequeñas deformaciones y no afectarán a su funcionamiento.





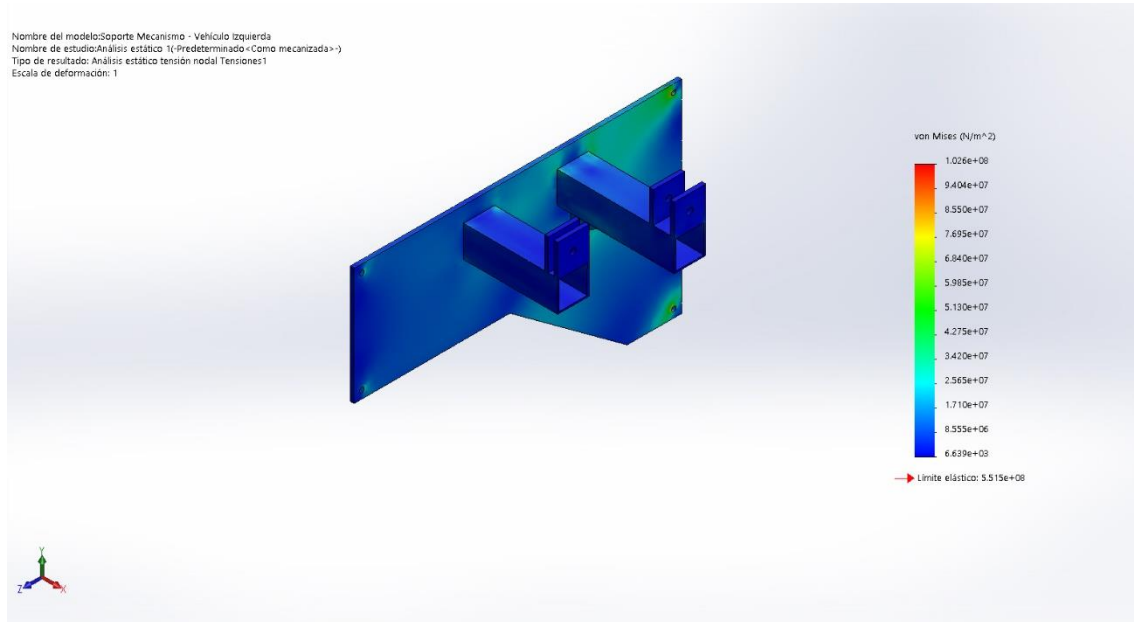
**Imagen 9.2.13.3.** Factor de seguridad distribuido encontrado en el estudio estático del elemento “Brazo secundario”.

En este caso y a pesar de las deformaciones, se obtiene que el factor de seguridad es mayor a 8, y por tanto es un elemento capaz de resistir los esfuerzos sin sufrir daños.

#### Descripción:

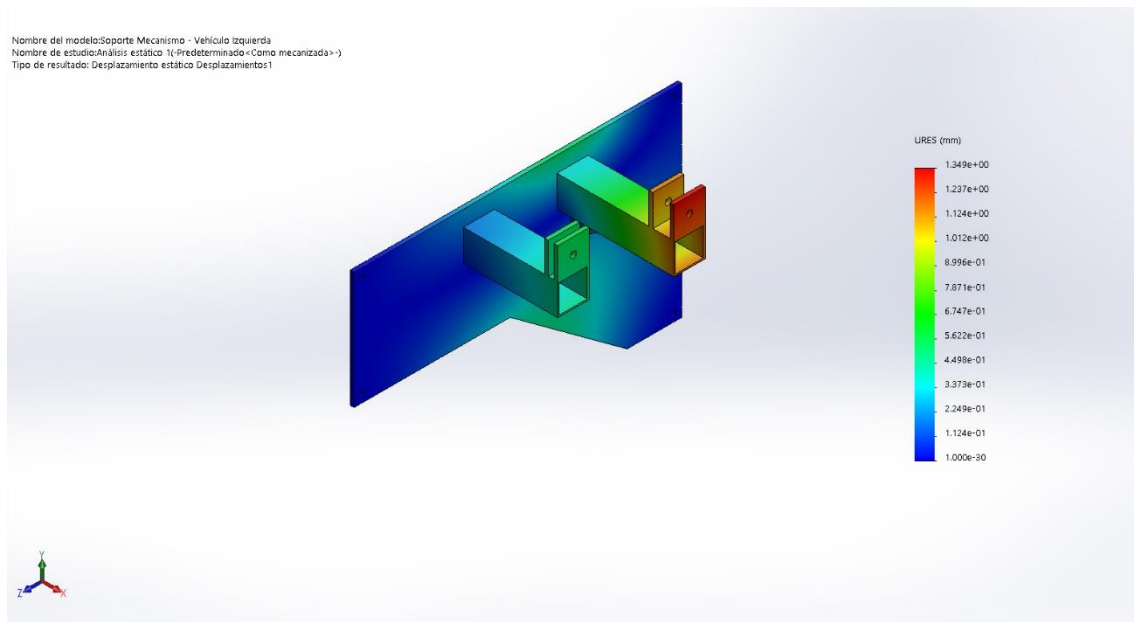
Este elemento se puede describir como una pletina de hierro, de medidas 20x5mm y con una longitud de 64 centímetros; y una masa de 455 gramos. A cada uno de sus extremos se le realizará un taladro que permita colocar el pasador para su rotación en los diversos puntos.

## 9.2.14. Soporte mecanismo – vehículo



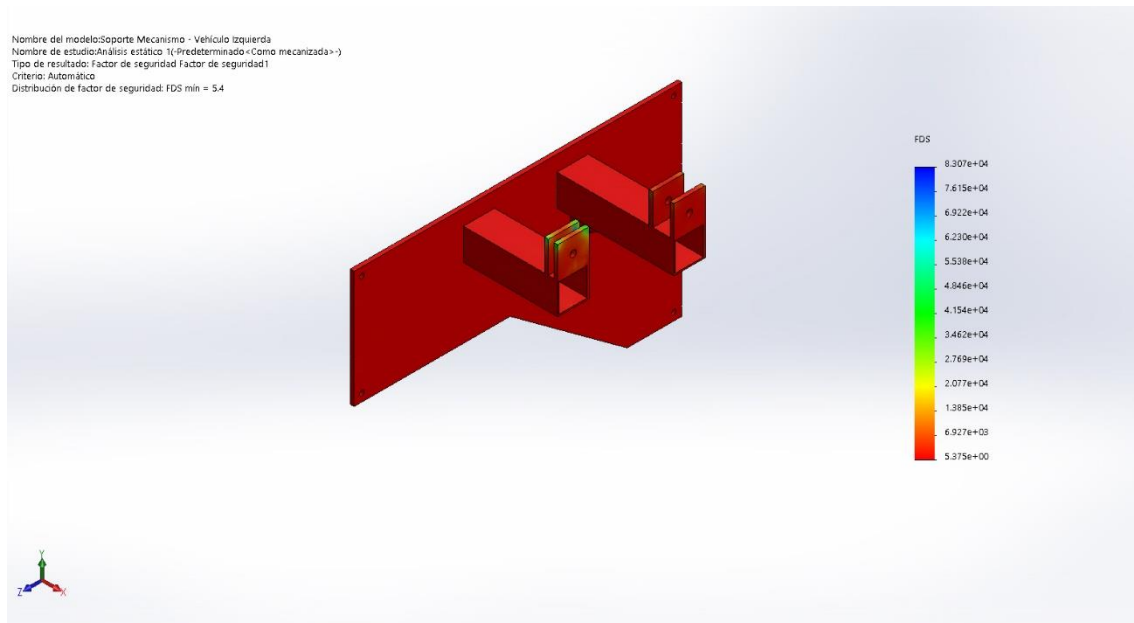
**Imagen 9.2.14.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Soporte mecanismo - vehículo”.

Como se puede apreciar en la imagen X, el límite elástico del material es superior a las tensiones generadas sobre la zona crítica del elemento, que alcanzan los  $1.03 \cdot 10^7$  N/mm<sup>2</sup>, por lo tanto, en este aspecto es una pieza resistente.



**Imagen 9.2.14.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Soporte mecanismo - vehículo”.

En este caso, se puede observar que la pieza sufre una deformación máxima en el extremo del soporte más largo. Aunque la deformación generada es superior a 1mm, debemos tener en cuenta que las cargas aplicadas están mayoradas, y que es una deformación elástica, por lo que el elemento no sufrirá daños y la deformación no afectará al funcionamiento general del mecanismo.



**Imagen 9.2.14.3.** Factor de seguridad distribuido encontrado en el estudio estático del elemento “Soporte mecanismo - vehículo”.

En este elemento, y como se aprecia en la imagen X, el factor de seguridad es superior a 5, con lo que podemos decir que el elemento es lo suficientemente resistente como para funcionar correctamente.

#### Descripción:

Este elemento se conforma a través de 3 elementos. Plancha de 5mm de grosor, con unas dimensiones de 42x26cm, que se adaptan al paso de rueda del vehículo, tubo de 40x40mm, que es el encargado de formar los brazos de los soportes, y pletina de 40x5mm, con la que se construyen los salientes sobre los que giran los ejes. Las tres son de hierro, y se unen mediante soldadura. El elemento en total tiene un peso de unos 3.6kg, que es un peso bastante elevado, pero que consigue mantener los desplazamientos reducidos, y por tanto, se aceptará, teniendo en cuenta que el hierro es un material barato y fácil de obtener y trabajar.

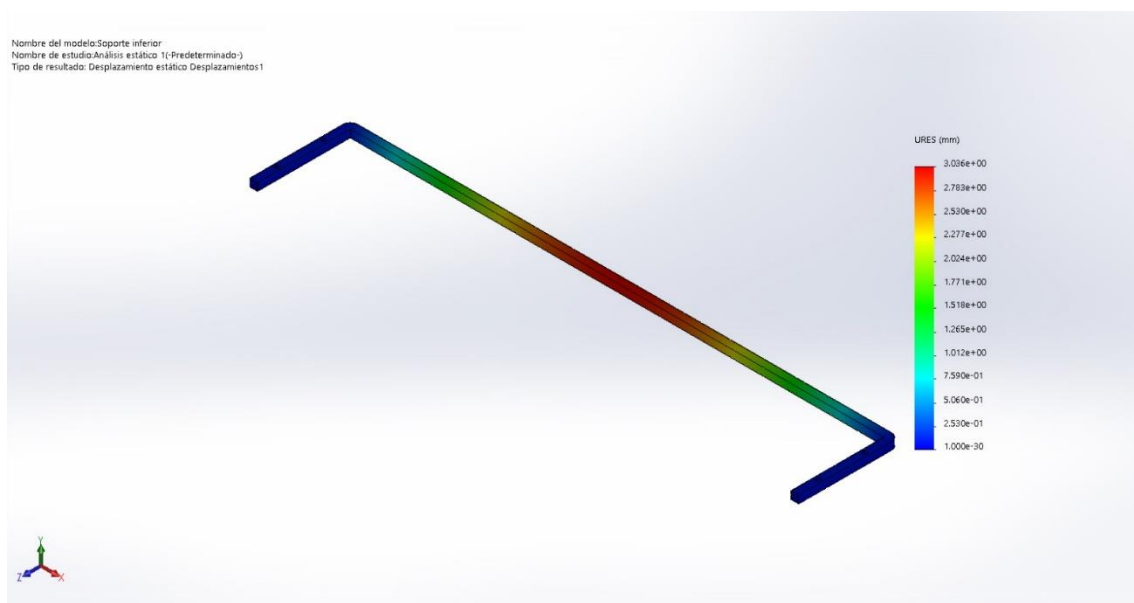
### 9.2.15. Soporte inferior



**Imagen 9.2.15.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Soporte inferior”.

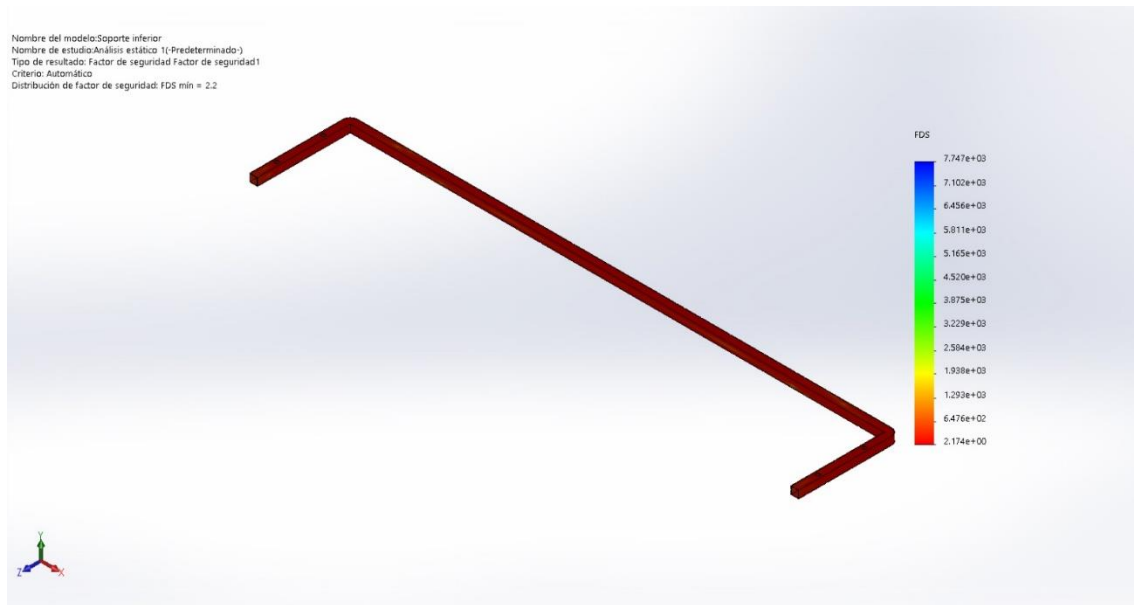
Como se puede observar, en este caso, como en los anteriores el límite elástico del material es superior a las tensiones generadas por los esfuerzos, por tanto, en este aspecto se puede afirmar que el elemento es resistente.

Ahora se analizarán las deformaciones del elemento:



**Imagen 9.2.15.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Soporte inferior”.

En este caso, como se puede percibir en la imagen anterior, la pieza sufre unas deformaciones de unos 3mm. Aunque pueden parecer grandes, debemos tener en cuenta que la pieza tiene unas dimensiones de 1400mm, y que está soportando tensiones mayoradas. Por tanto, se puede decir que la pieza es lo suficientemente resistente como para que sus deformaciones no afecten al funcionamiento del mecanismo.



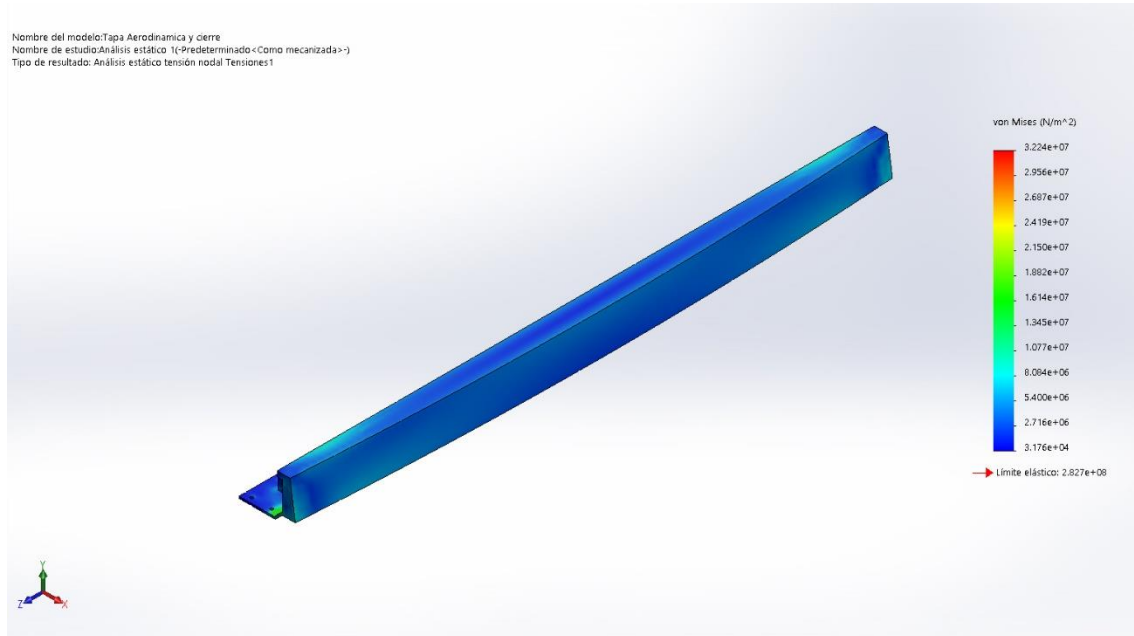
**Imagen 9.2.15.3.** Factor de seguridad distribuido encontrado en el estudio estático del elemento “Soporte inferior”.

En este caso, el factor de seguridad es superior a 2, por tanto, se puede afirmar que la pieza tiene un diseño resistente y que será capaz de soportar los esfuerzos a los que se encuentra expuesta.

#### Descripción:

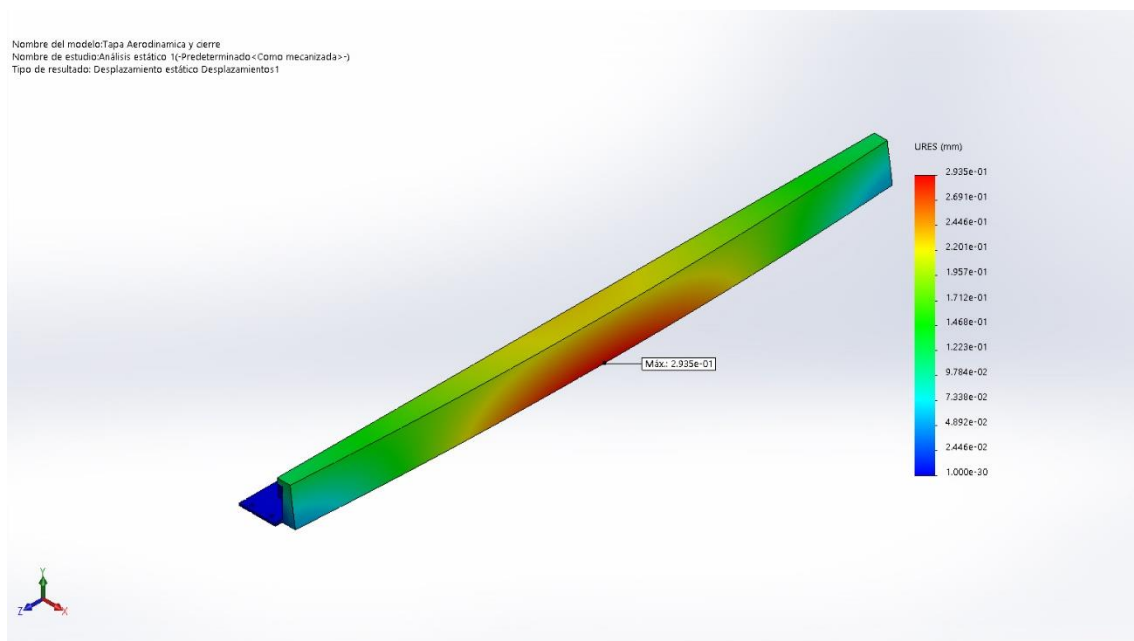
Este elemento está conformado a partir de tubo cuadrado de 20x20mm de hierro. Se le realizarán 4 perforaciones a cada banda. Las inferiores servirán para atornillar el elemento a la carrocería del vehículo, y las 4 superiores servirán para poder colocar el tornillo a través de los mismos. Su parte más larga tiene unas dimensiones de 1400mm de largo y los brazos más cortos de 250mm. Su peso total es superior a 1.1 kg y está fabricado en hierro.

## 9.2.16. Tapa aerodinámica frontal



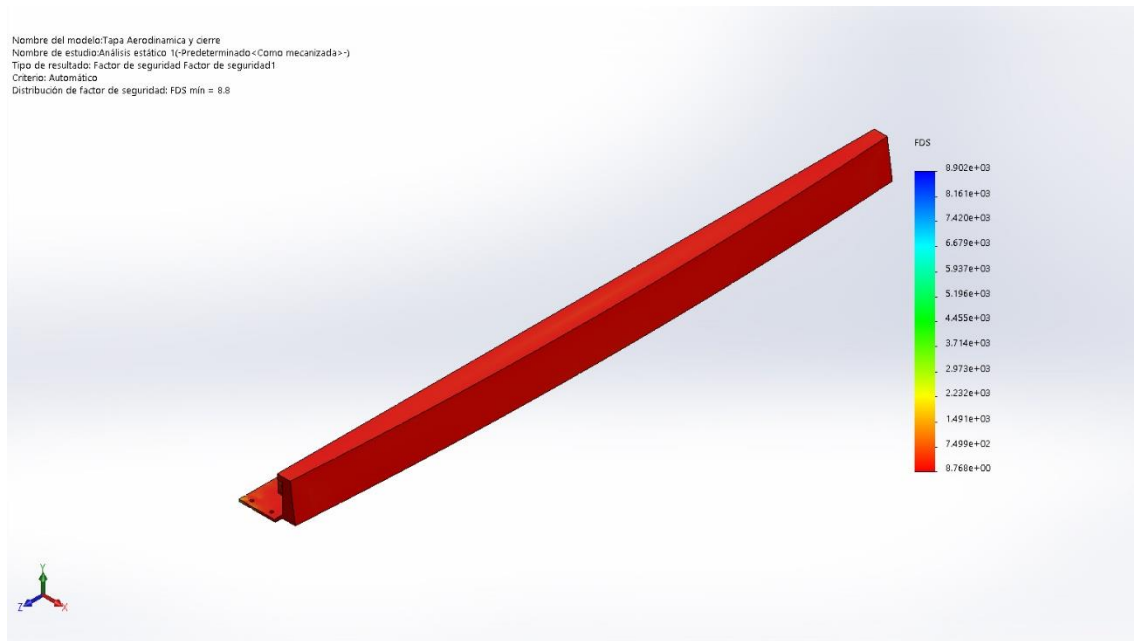
**Imagen 9.2.16.1.** Tensiones de Von Mises encontradas en el estudio estático del elemento “Soporte inferior”.

En este caso, y como se aprecia en la imagen 9.2.16.1., los valores de tensiones generadas sobre el elemento son menores al límite elástico del material seleccionado, en este caso Acero, por lo que se puede decir que la pieza soportará los esfuerzos.



**Imagen 9.2.16.2.** Deformaciones encontradas en el estudio estático del elemento “Tapa aerodinámica frontal”.

En cuanto a las deformaciones, y como se ha marcado en la imagen, se aprecia que las máximas se generan en el centro de la pieza. Aunque se podría mejorar la resistencia de la pieza soldando un elemento de refuerzo, teniendo en cuenta que los esfuerzos se han mayorado y que las deformaciones son de alrededor de 3 décimas de milímetro, se ha decidido conservar el diseño original, y no aumentar el peso del elemento.



**Imagen 9.2.16.3.** Factor de seguridad distribuido encontrado en el estudio estático del elemento “Brazo secundario”.

Como podemos ver, se ha generado un factor de seguridad muy elevado, alrededor de 9. Aunque es un elemento sobredimensionado, se ha decidido que conserve los espesores originales, ya que, teniendo en cuenta el factor económico, la disponibilidad de las planchas con las que se construye el elemento, aunque más gruesas son de más fácil disponibilidad durante el proyecto, por lo que se obtiene un doble beneficio, resistente y económico, que nos hace decidir en conservar el elemento tal como está.

### 9.3. Elección de ejes/tornillos/tuercas

La resistencia de las zonas perforadas se ha comprobado en el apartado anterior, de las que se pueden extraer los esfuerzos que sufren los tornillos, tanto axiales como cortantes. De este modo, se seleccionarán unos tornillos lo suficientemente resistentes y se colocarán todos iguales, de forma que su montaje y desmontaje sea mucho más fácil de realizar.

#### 9.3.1. Ejes/tornillos de giro del mecanismo delantero

Cálculo de un eje crítico.

Para calcular el eje, se elegirá la máxima sollicitación, de este modo, se podrá asegurar la resistencia del resto de ejes colocando uno del mismo tamaño<sup>11</sup>.

En este caso, se observan los esfuerzos máximos sobre los ejes y se redondean hasta un valor mayor para que sean más fáciles de trabajar y, además de este modo, aumentando el factor de seguridad:

X	Y	Z
12 N	60 N	37 N

Tabla 9.3.1.1. Esfuerzos generados sobre el tornillo.

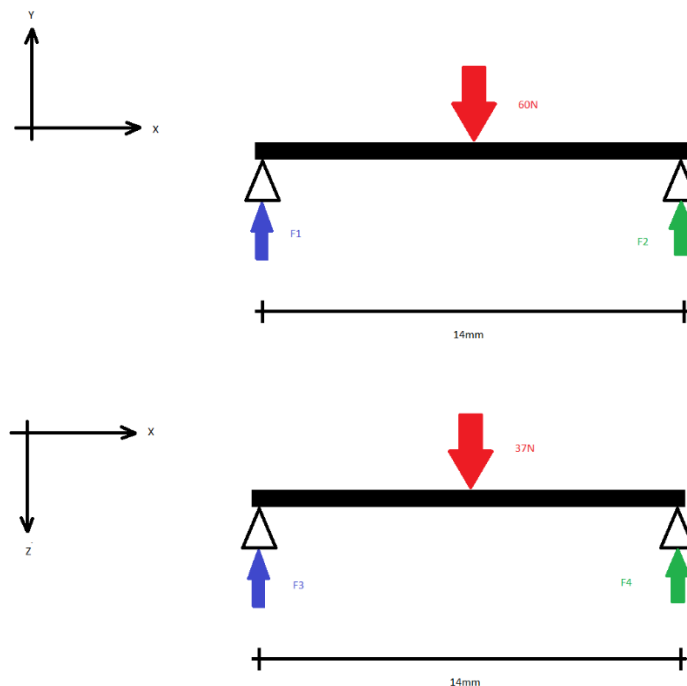


Imagen 9.3.1.1. Representación de esfuerzos y reacciones sobre el eje de giro a dimensionar.

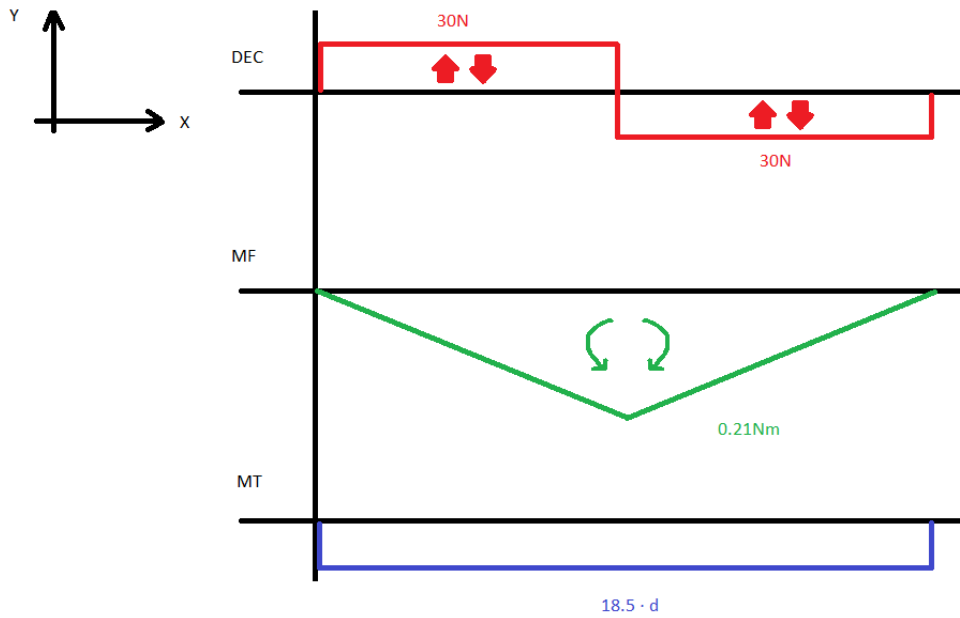
Como se trata de un apoyo simétrico, los esfuerzos se repartirán de forma equitativa en cada una de las sujeciones. Por lo que se obtiene que:

$$F1 = F2 = 30N \quad (\text{Eq. 9.3.1.1})$$

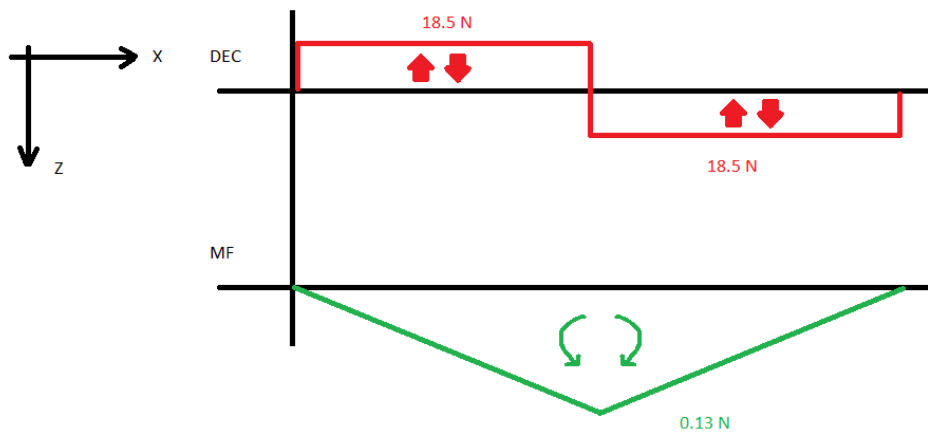
$$F3 = F4 = 18.5N \quad (\text{Eq. 9.3.1.2})$$

Para calcular el diámetro del eje, representaremos los diagramas de esfuerzos cortantes, momentos flectores y momento torsor sobre el elemento. Se conoce entonces, que el punto de máxima sollicitación es el punto central del eje:





**Imagen 9.3.1.2.** Esfuerzos cortantes, flectores y torsor del eje a dimensionar en los ejes X – Y.



**Imagen 9.3.1.3.** Esfuerzos cortantes y flectores del eje a dimensionar en los ejes Y – Z.

Se procede ahora al cálculo de momento y tensiones.

$$Mf = \sqrt{0.21^2 + 0.13^2} = 0.25Nm \quad (\text{Eq. 9.3.1.3})$$

$$Mt = Ft \cdot y_{max} \quad (\text{Eq. 9.3.1.4})$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mf}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot y_{max} \quad (\text{Eq. 9.3.1.5})$$

$$\sigma_{axil} = \frac{F}{A} \cdot y_{max} \quad (\text{Eq. 9.3.1.6})$$

$$\tau_{max} = \frac{Mt}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot y_{max} \quad (\text{Eq. 9.3.1.7})$$

Siendo  $y_{max} = \frac{d}{2}$  y  $A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ :

$$\sigma_{max} = \frac{0.25}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{2.546}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.8})$$

$$\sigma_{axil} = \frac{12}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{15.28}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.9})$$

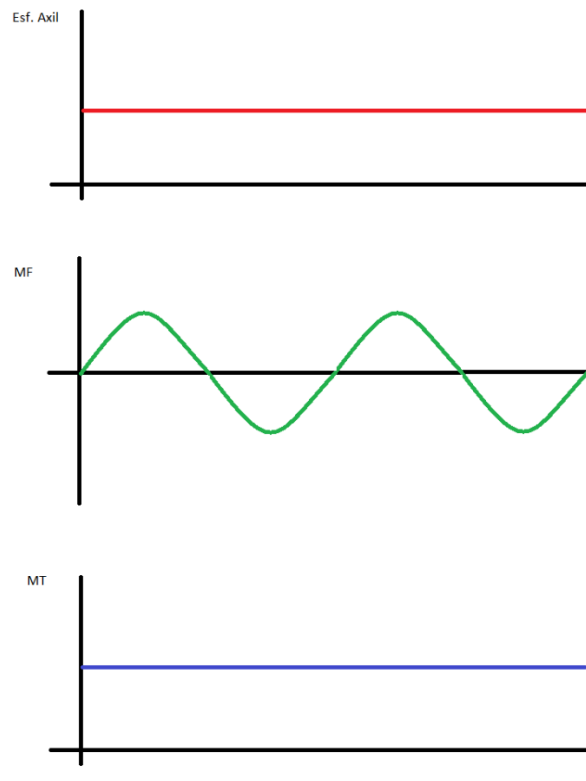
$$\tau_{max} = \frac{18.5d}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{0.908}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.10})$$

Conociendo las propiedades del acero:

$$\sigma_F = 360 \text{ MPa}$$

$$\sigma_R = 780 \text{ MPa}$$

Se representan los ciclos como:



**Imagen 9.3.1.4.** Diagramas representativos de los ciclos de carga sobre el eje.

Para facilitar el cálculo se despreciará el axil.

De los diagramas anteriores, se puede deducir que:

En cuanto a los momentos flectores:

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{2.546}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.11})$$

$$\sigma_m = 0 \quad (\text{Eq. 9.3.1.12})$$

En cuanto a los momentos torsores:

$$\tau_a = 0 \quad (\text{Eq. 9.3.1.13})$$

$$\tau_m = \frac{0.908}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.14})$$

Sabiendo que se puede aplicar la igualdad siguiente, se obtiene el valor de la tensión equivalente media:

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{3} \cdot \tau_m \quad (\text{Eq. 9.3.1.15})$$

$$\sigma_{eq}^m = \frac{1.573}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.16})$$

Ahora se procede a la aplicación de los factores modificadores de la tensión de fatiga del material:

$$\sigma_f = \left[ k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \right]_{10^6} \cdot \sigma'_f \quad (\text{Eq. 9.3.1.17})$$

Teniendo en cuenta los factores:

$k_a = 0.9$  Rectificado.

$k_b = 1$ . Diámetro menor a 10mm.

$k_c = 0.577$ . Sometido a torsión y cortante.

$k_d = 1$ . La temperatura es menor que cualquiera de las mostradas en la tabla.

$k_e = 0.814$ . Confiabilidad del 99%.

$k_f = 1$ . No hay entalla, por tanto el factor de entalla no afectará al eje.

$\sigma'_f = 0.5 \cdot \sigma_R$ , ya que se trata de acero con una  $\sigma_R < 1400$  MPa, y por tanto:  $\sigma'_f = 390$  MPa.

Sustituyendo, obtenemos que:  $\sigma_f = 296 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 296 \text{ MPa}$ .

Conociendo la relación entre el factor de seguridad y las tensiones, se determina la siguiente igualdad:

$FS = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq}^m} > 2.5$  si queremos tener vida infinita; y por tanto:

$$\sigma_m^s = \frac{3.9325}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.18})$$

$$\sigma_m^s = \frac{296 \cdot 10^6}{\frac{2.546}{\frac{d^3}{1.573}} - \frac{296 \cdot 10^6}{360 \cdot 10^6}} = \frac{3.9325}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.1.18})$$

Solucionando el sistema, se obtiene que el diámetro es de  $2.78 \cdot 10^{-3}$  m, o 2.78mm.

Si se alcanza un Factor de Seguridad mayor, del orden de 3, obtenemos un eje de 2.953mm.

Por lo tanto, se ha obtenido que un eje de 3mm sería suficiente para soportar los esfuerzos.

Basándonos en los ejes proporcionados por los actuadores, que pueden soportar tensiones de hasta 1500N y son de diámetro 6, se decide dotar al sistema de unos ejes superiores en tamaño a los mínimamente aceptables, por lo que se gana en seguridad y se lucha contra la fatiga. Aunque el factor económico tiene mucha importancia en este trabajo, la tornillería tiene una importancia vital para el funcionamiento del mecanismo, por lo que se decide sobredimensionar los tornillos y, de este modo, evitar tener problemas con los movimientos de la capota. Para ello, se seleccionan tornillos M6, avellanados, que nos permitirán reducir el espacio de atornillado y, además con rosca solo al final de su sección, por lo que la zona de contacto donde giran los elementos no estará en la zona roscada; así se evitará el deterioro de la rosca y holgura indeseada, además de que se aumentará la facilidad de giro de los elementos.

### 9.3.2. Tornillos de sujeción entre elementos

Para la selección de los tornillos que sujetan entre elementos, que serán, sobre todo, uniones entre traveseros, y la unión entre el cajón de deslizamiento y el montante delantero, se han tomado dos consideraciones.

Para las primeras, se han decidido seleccionar tornillos del mismo tamaño que para los ejes calculados anteriormente; ya que se trata de los elementos que transmitirán la tensión de la tela a los elementos, y para evitar esfuerzos de fatiga o que se doblen por la tensión, se les da una dimensión mayorada, para soportarlos.

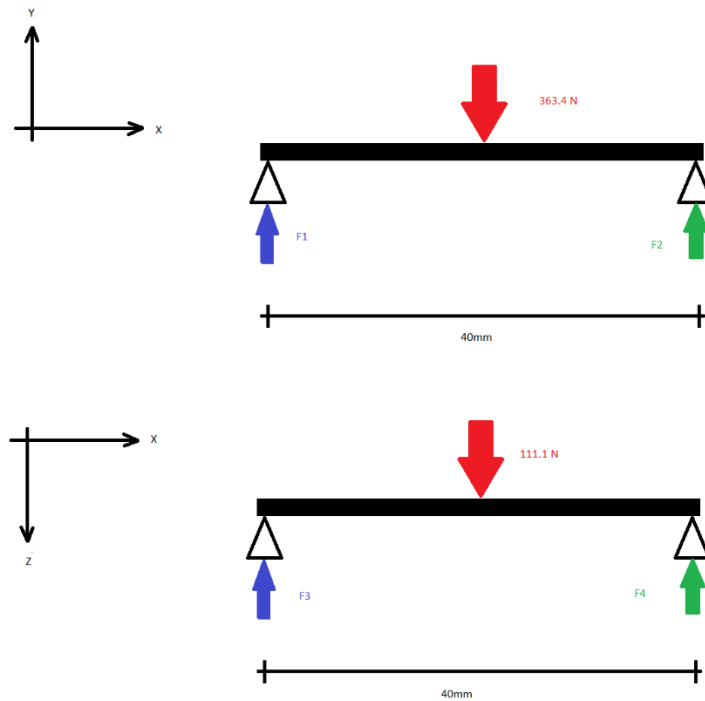
En el segundo caso, se decide utilizar tornillos de diámetro 3, el obtenido en el cálculo anterior, ya que solo se encargan de unir ambas partes, no hay rotación entre ellas, y además, el peso de los elementos se reparte entre 3 tornillos, que se han colocado separados para distribuir los esfuerzos.

### 9.3.3. Ejes/tornillos de giro del mecanismo trasero

Cálculo de un eje crítico.

Del mismo modo que en el primer cálculo, se elige el eje de mayor sollicitación, que por longitud y valor de las cargas se tratará del que soporta los esfuerzos del brazo principal<sup>11</sup>.

En este caso, se aplican 380N en una dirección de 73°. Como en el anterior caso, despreciaremos el esfuerzo axil.



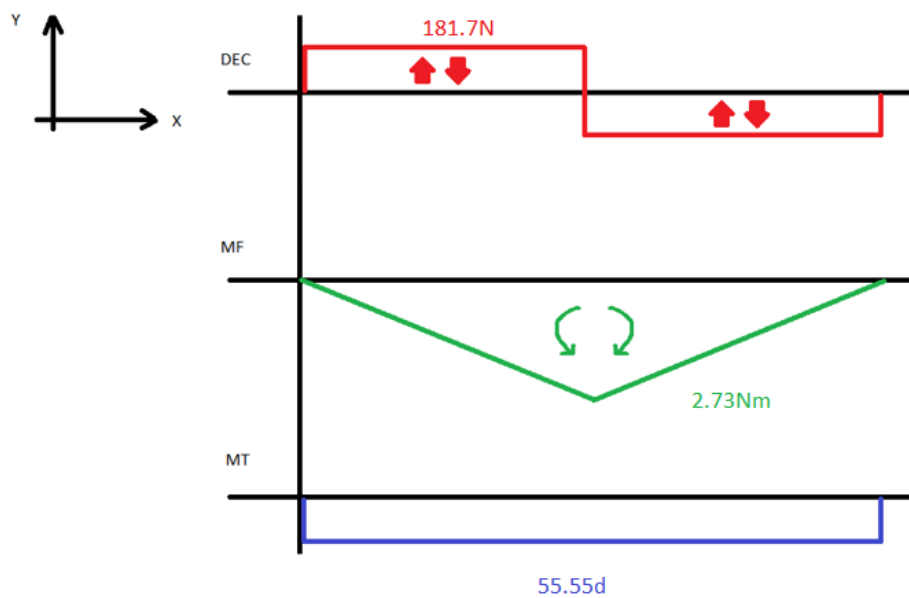
**Imagen 9.3.3.1.** Representación de esfuerzos y reacciones sobre el eje de giro a dimensionar.

Igual que en el cálculo anterior, se trata de una pieza sometida a una carga en el centro, por lo que sus reacciones serán simétricas.

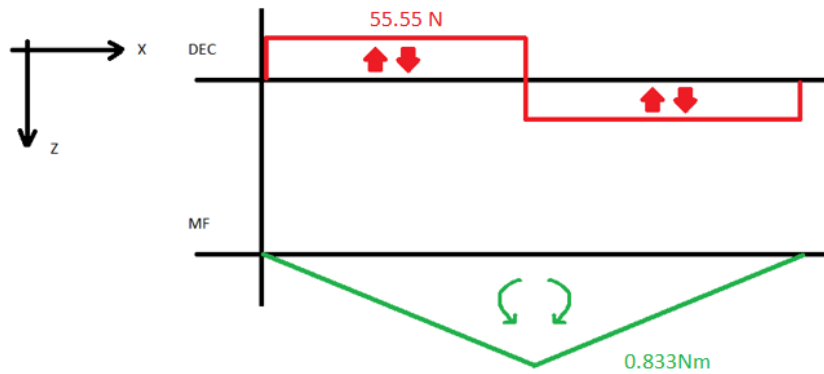
$$F1 = F2 = 181.7N \quad (\text{Eq. 9.3.3.1})$$

$$F3 = F4 = 55.55N \quad (\text{Eq. 9.3.3.2})$$

Ahora se representarán los diagramas de esfuerzos cortantes, momentos flectores y momento torsor sobre el elemento. Se conoce entonces, que el punto de máxima sollicitación es el punto central del eje:



**Imagen 9.3.3.2.** Esfuerzos cortantes, flectores y torsor del eje a dimensionar en los ejes X – Y.



**Imagen 9.3.3.3.** Esfuerzos cortantes y flectores del eje a dimensionar en los ejes Y – Z.

Se procede ahora al cálculo de momento y tensiones.

$$Mf = \sqrt{2.73^2 + 0.833^2} = 2.85 Nm \quad (Eq. 9.3.3.3)$$

$$Mt = Ft \cdot y_{max} \quad (Eq. 9.3.3.4)$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mf}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot y_{max} \quad (Eq. 9.3.3.5)$$

$$\sigma_{axil} = \frac{F}{A} \cdot y_{max} \quad (Eq. 9.3.3.6)$$

$$\tau_{max} = \frac{Mt}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot y_{max} \quad (Eq. 9.3.3.7)$$

Siendo  $y_{max} = \frac{d}{2}$  y  $A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ :

$$\sigma_{max} = \frac{2.73}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{29.03}{d^2} \quad (Eq. 9.3.3.7)$$

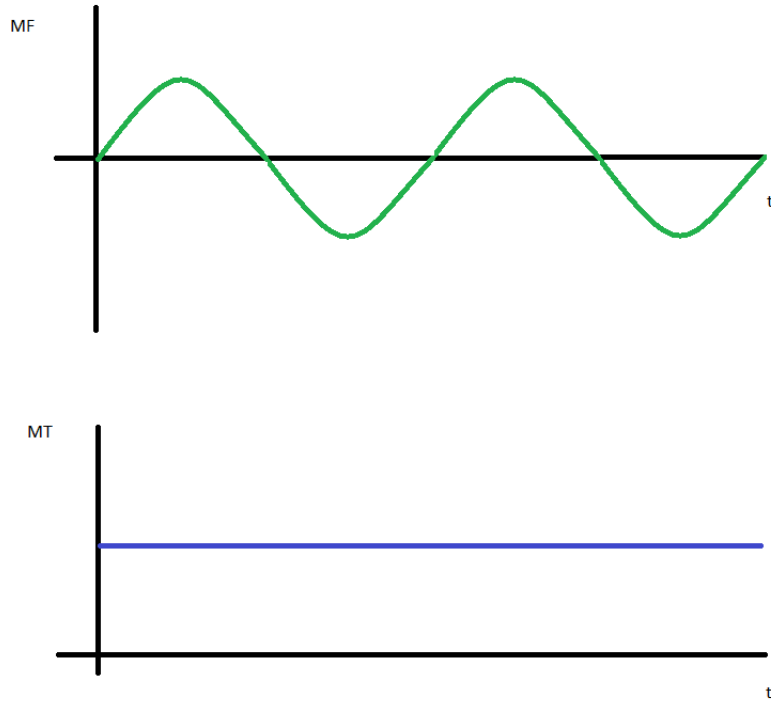
$$\tau_{max} = \frac{55.55d}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{282.91}{d^2} \quad (Eq. 9.3.3.7)$$

Conociendo las propiedades del acero:

$$\sigma_F = 360 MPa$$

$$\sigma_R = 780 MPa$$

Se representan los ciclos como:



**Imagen 9.3.3.4.** Diagramas representativos de los ciclos de carga sobre el eje.

De los diagramas anteriores, se puede deducir que:

En cuanto a los momentos flectores:

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{29.03}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.3.8})$$

$$\sigma_m = 0 \quad (\text{Eq. 9.3.3.9})$$

En cuanto a los momentos torsores:

$$\tau_a = 0 \quad (\text{Eq. 9.3.3.10})$$

$$\tau_m = \frac{282.91}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.3.11})$$

Sabiendo que se puede aplicar la igualdad siguiente, se obtiene el valor de la tensión equivalente media:

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{3} \cdot \tau_m \quad (\text{Eq. 9.3.3.12})$$

$$\sigma_{eq}^m = \frac{490}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.3.13})$$

Ahora se procede a la aplicación de los factores modificadores de la tensión de fatiga del material:

$$\sigma_f = \left[ k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \right]_{10^6} \cdot \sigma'_f \quad (\text{Eq. 9.3.3.14})$$

Teniendo en cuenta los factores:

$k_a = 0.9$  Rectificado.

$k_b = 1$ . Diámetro menor a 10mm.

$k_c = 0.577$ . Sometido a torsión y cortante.

$k_d = 1$ . La temperatura es menor que cualquiera de las mostradas en la tabla.

$k_e = 0.814$ . Confiabilidad del 99%.

$k_f = 1$ . No hay entalla, por tanto el factor de entalla no afectará al eje.

$\sigma'_f = 0.5 \cdot \sigma_R$ , ya que se trata de acero con una  $\sigma_R < 1400$  MPa, y por tanto:  $\sigma'_f = 390$  MPa.

Sustituyendo, obtenemos que  $\sigma_f = 296 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 296 \text{ MPa}$ .

Conociendo la relación entre el factor de seguridad y las tensiones, se determina la siguiente igualdad:

$FS = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_m^{eq}} > 2.5$  si queremos tener vida infinita; y por tanto:

$$\sigma_m^s = \frac{490 \cdot 2.5}{d^2} = \frac{1225}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.3.15})$$

$$\sigma_m^s = \frac{296 \cdot 10^6}{\frac{29.03}{d^3} + \frac{490}{d^2} + \frac{296 \cdot 10^6}{360 \cdot 10^6}} = \frac{1225}{d^2} \quad (\text{Eq. 9.3.3.16})$$

Solucionando el sistema, se obtiene que el diámetro es de 6.44mm.

Por lo tanto, se ha obtenido que se requiere un eje de 7mm para soportar los esfuerzos. En base al cálculo realizado, se seleccionará un tornillo de M7 o superior.

#### 9.3.4. Tornillos que soportan el elemento de sujeción mecanismo vehículo

Basándonos en las reacciones obtenidas en el estudio, se eligen tornillos de métrica 6, igual que en el primer caso, que serán lo suficientemente resistentes para soportar los esfuerzos, teniendo en cuenta además que están repartidos entre 4. Para ello, comprobaremos los valores máximos de tensión soportados por los tornillos en un informe de una conocida distribuidora de tornillería.

Recommended Maximum Bolt Loads and Torque Values (Metric Coarse Threads)

	3.6		5.6		6.9		8.8		10.9		12.9		A/F
mm	Newtons	N.m	Newtons	N.m	Newtons	N.m	Newtons	N.m	Newtons	N.m	Newtons	N.m	mm
2	284	0.12	378	0.16	731	0.31	863	0.37	1216	0.52	1461	0.63	4
3	726	0.44	966	0.59	1863	1.13	2206	1.34	3109	1.88	3727	2.26	5.5
4	1255	1.00	1677	1.34	3226	2.60	3825	3.04	5374	4.31	6453	5.15	7
5	2059	1.96	2736	2.65	5286	5.10	6257	6.03	8806	8.48	10591	10.20	8
6	2903	3.43	3864	4.51	7453	8.73	8836	10.30	12405	14.71	14906	17.65	10
8	5315	8.24	7090	10.79	13680	21.57	16230	25.50	22751	35.30	27360	42.17	13
10	8473	16.7	11278	21.57	21771	42.17	25791	50.01	36284	70.61	43541	85.32	17
12	12356	28.4	16475	38.25	31773	73.55	37657	87.28	52956	122.60	63547	147.10	19
16	23340	69.6	31087	93.16	60016	178.50	71196	210.80	100027	299.10	120131	357.90	24
20	36481	135	48641	180	93849	384.1	111305	411.9	156415	578.6	187796	696.3	30
24	52563	230	70019	308.9	135331	598.2	160338	711.0	225552	1000	270662	1196	36
30	84043	466	112286	622.7	215745	1206	255952	1422	359902	2010	432471	2403	46
36	123073	814	164261	1089	316753	2099	374612	2481	527595	3491	632526	4197	55
42	169164	1304	225552	1746	435413	3364	515827	3991	725688	5609	870826	6727	65

Imagen 9.3.4.1. Tabla de máximas cargas soportadas según el diámetro del tornillo y pares de apriete. (Fuente: Norbar Torque Tools).



A cada uno de los elementos que ayudan a la rotación de las piezas, como los tornillos que funcionan como ejes, o los husillos de la zona delantera se les aplicará una grasa de cobre especial, utilizada ampliamente en muchas otras partes del vehículo, para evitar soldadura por fricción, agarrotamiento y además proteger los metales a los que se adhiere. De este modo, se conseguirá una protección de los elementos a la exposición prolongada a tensiones y humedades, se reducirá la fricción y se evitarán roturas a la hora de desmontar los elementos tras un tiempo de funcionamiento. Además, entre cada uno de los elementos que rotan, se colocarán arandelas de latón, que sumadas al lubricante conseguirán reducir aún más la fricción entre elementos.

Para terminar, se debe destacar el uso de tuercas autoblocantes en todos los tornillos. Éstas, gracias a su superficie final terminada en caucho, permiten un apriete constante y no se aflojan con las vibraciones y con el uso continuado; asegurando así la integridad de la estructura, sin necesidad de comprobaciones muy seguidas a cada uno de los elementos.

## 9.4. Cálculo de rodamientos

### 9.4.1. Rodamientos del husillo de deslizamiento de la zona delantera

Los rodamientos del husillo se seleccionarán mediante la herramienta online de SKF. Sobre la misma herramienta, se elige primeramente el diámetro interior del rodamiento, que en este caso será de 8mm, que son los que tiene el husillo; y entonces, de la lista de posibles rodamientos se escoge el que tiene menor diámetro exterior, lo que nos permitirá reducir espacio, ya que las cargas son pequeñas. Ambos rodamientos son iguales, por lo que no habrá problemas durante el montaje, y sus características se muestran en la tabla siguiente.

Designations left and right <a href="#">SKF Explorer</a> ► Popular item		Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit
						Dynamic	Static	
			d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>
			mm	kN				
Left	607/8-2Z	DGBB	8	19	6	2.34	0.95	0.04
Right	607/8-2Z	DGBB	8	19	6	2.34	0.95	0.04

**Imagen 9.4.1.1.** Características de los rodamientos elegidos.

Además, son rodamientos de bolas, que tienen soporte axial y radial, y de tipo 2Z, por lo que las bolas están recubiertas por un elemento metálico, que las protege y conserva el lubricante en su interior.

Posteriormente, se aplicará la carga generada por el peso de los elementos, y se colocará la distancia entre rodamientos, además de una velocidad aproximada de giro.

Bearing supporting the axial load: ☒ Left ☐ Right ☐ None (axial load ignored)

Shaft orientation: ☒ Horizontal ☐ Vertical

Bearing distance:  mm

Speed:  r/min

Specify loads

Coordinates (Cart or Cyl): ☒ Cart (x,y) ☐ Cyl (r,θ)

x   r mm	y   θ mm   deg	z mm	Fx   Fr kN	Fy   Fθ kN	Fz kN
0	0	240	0.043	-0.05	0.075

**Imagen 9.4.1.2.** Aplicación de cargas y características a los rodamientos mediante SKF Bearing Calculator.

Y se obtienen los siguientes resultados:

	BEARING PROPERTIES	Left: 607/8-2Z Right: 607/8-2Z
	MINIMUM LOAD	$F_{rm}$ Left: 0 kN Right: 0 kN
	VISCOSITY	$\kappa$ Left: 0.16 Right: 0.16
	BEARING LOADS	C/P Left: 17.35 Right: 70.97
	GREASE LIFE AND RELUBRICATION INTERVAL	$L_{10}$ Left: 100000 h Right: 100000 h
	RATING LIFE	$L_{10mh}$ Left: 20700 h Right: $> 10^6$ h

**Imagen 9.4.1.3.** Resultados del estudio sobre los rodamientos mediante SKF Bearing Calculator.

Por lo que se puede afirmar que los rodamientos son lo suficientemente resistentes y que tienen una vida lo suficientemente alta como para no tener que ser cambiados prácticamente en toda la vida del coche.

## 10. Cálculo de la potencia necesaria de los motores/actuadores

### 10.1. Motores que accionan el techo retráctil

Calcularemos la potencia del motor mediante el husillo que se usará para la traslación de la tela.

La fórmula para el cálculo del par nominal del motor, se expresa como<sup>12</sup>:

$$M_m = \frac{P_{max} \cdot P_h}{z \cdot 6280 \cdot \eta_v \cdot \eta_t} \quad (\text{Eq. 10.1.1})$$

Primero calcularemos la carga máxima actuante o Pmax, expresada en N, y que corresponderá con la mitad de la tensión generada por la lona, debido a que ésta se empuja a través de dos motores. Por lo tanto, si aplicamos una potencia máxima de

El paso de rosca (Ph) de nuestro husillo es de 2 mm, ya que es la medida normal que se puede encontrar a un precio económico, y fácil de conseguir.

El rendimiento mecánico ( $\eta_v$ ) es del 90% (0.9).

El rendimiento entre la transmisión motor – husillo ( $\eta_t$ ) es del 100%, debido a que la conexión es directa; y la relación de transmisión motor – husillo (z) es igual a 1.

$$M_m = \frac{\frac{150}{2} \cdot 2}{1 \cdot 6280 \cdot 0.9 \cdot 1} = 0.02654 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 10.1.2})$$

Para calcular la potencia que debe tener el motor, usaremos la expresión siguiente<sup>12</sup>:

$$N_m = \frac{M_m \cdot n_{max} \cdot z}{9550} \quad (\text{Eq. 10.1.3})$$

Donde  $n_{max}$  es el régimen máximo de rotación; que se calculará mediante la siguiente fórmula<sup>12</sup>:

$$P_h = \frac{V_{max} \cdot 10^3}{n_{max}} \quad (\text{Eq. 10.1.4})$$

Donde Vmax (m/min) es la velocidad máxima de traslación del sistema. Ésta la impondremos nosotros, diciendo a que velocidad queremos que se pliegue el techo solar, y será de 2.5 m/min, con la que conseguiremos que el techo se pliegue en un tiempo inferior a los 20 segundos.

El resto de elementos son conocidos de la expresión anterior.

Así, obtenemos que:

$$n_{max} = \frac{V_{max} \cdot 10^3}{P_h} = \frac{2.5 \cdot 10^3}{2} = 1250 \text{ rpm} \quad (\text{Eq. 10.1.5})$$

Por tanto, obtenemos la potencia de cada motor como<sup>12</sup>:

$$N_m = \frac{0.02654 \cdot 1250 \cdot 1}{9550} = 3.474 \cdot 10^{-3} \text{ KW} = 3.474 \text{ W} \quad (\text{Eq. 10.1.6})$$

Se ha elegido un motor paso a paso, alimentado a 12V con el que podremos regular electrónicamente los finales de carrera, y que tienen un par elevado para su tamaño compacto. Tiene un par mayor al necesario, con lo que trabajarán holgadamente con el movimiento descrito, y por tanto tendrán una vida útil mayor.

## 10.2. Actuadores que realizan el giro de la parte delantera del mecanismo

En este caso, se deben tener en cuenta los esfuerzos que genera el tejido sobre el montante medio. Se ha determinado que la tensión que queremos generar sobre la tela es de 150N, por lo tanto, el motor deberá ser capaz de vencer la resistencia impuesta por la tensión de la tela, además de ser capaz de desplazar el peso de los elementos delanteros. Si se observan los valores de tensión generados sobre el elemento que será el brazo de giro, y se considera que entre los elementos del mecanismo la fricción es despreciable, se puede comprobar que la reducción de esfuerzos a un punto del mecanismo queda dispuesta como, la mitad de la tensión de la lona, ya que el mecanismo apoya sobre dos elementos, y el peso de los componentes que están unidos a él<sup>9</sup>.

- Mitad del peso de los traveseros delantero y medio
- Peso de la parte delantera de la lona
- Peso del cajón
- Peso del montante delantero
- Peso de los elementos del mecanismo, incluyendo el suyo



**Imagen 10.2.1.** Descripción de los esfuerzos aplicados sobre el brazo de 17cm, para el cálculo de los motores.

La potencia que deberá generar el motor, se calculará mediante la velocidad angular que se desee que tenga nuestro movimiento. Si se fija, que el movimiento de recogida del brazo, que se asimilará a media vuelta (aunque no es completa), y que se quiere realizar en 10 segundos, se encuentra que la velocidad angular de nuestro eje será<sup>9</sup>:

$$w \text{ (rpm)} = \frac{\pi \text{ rad}}{10 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 3 \text{ rpm} \quad (\text{Eq. 10.2.1})$$

Se calcula el momento necesario para igualar a los esfuerzos como:

$$M = F \cdot d \quad (\text{Eq. 10.2.2})$$

Y, por lo tanto, se obtiene que el valor del momento es:

$$M = 60N \cdot 0.17m = 10.2 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 10.2.3})$$

Además, deberemos tener en cuenta el momento de arrancada del elemento. El motor tiene un tiempo de aceleración hasta que alcanza la velocidad de movimiento uniforme. El valor del momento de arrancada suele ser del 160% del momento de rotación normal. Para asegurarnos de que el motor sea capaz de arrastrar todos los elementos, se situará el momento de arrancada como 2 veces el par nominal y, por tanto: 20.4Nm.

En este momento tan solo quedaría encontrar un motor reductor de 12 voltios, que gire a 3rpm y sea capaz de entregar 20.4Nm. Como el stock de motores de 12V a un precio aceptable por el presupuesto no alcanza un par nominal de esas características, se decide cambiar el elemento de empuje de la parte delantera del mecanismo de plegado y desplegado de la capota por un actuador lineal.

Para calcular la fuerza necesaria por el actuador, se tendrá en cuenta la sollicitación máxima que se puede generar sobre el mismo. Del mismo modo que en estudio anterior, se utilizarán las mismas reacciones para calcular la fuerza necesaria para generar movimiento. Se dará un alto rango de seguridad al elemento, para conseguir el movimiento de la forma más segura.



**Imagen 10.2.2.** Descripción de los esfuerzos aplicados sobre el brazo de 17cm, con el perno sobre el que afecta el actuador.

Para moverse, el actuador deberá superar el momento generado por los esfuerzos aplicados en el brazo. Además, deberá ser capaz de superar las fuerzas impuestas por la tela, y de este modo ser capaz de arrastrarla hasta su posición, dejándola tensa.

Para calcular los momentos se utilizan las distancias a las que se aplican los esfuerzos<sup>9</sup>:

$$M_{esf} = 60 \cdot 0.15 = 9Nm \quad (Eq. 10.2.4)$$

Para que el actuador sea capaz de igualar o superar el momento generado por el peso de los componentes, y los esfuerzos que genera la lona, el momento que genere deberá ser mayor que el anterior.

$$M_{act} = X \cdot 0.06 \geq 9Nm \quad (Eq. 10.2.5)$$

De este modo, se obtiene que el actuador debe tener una fuerza de, al menos, 150N.

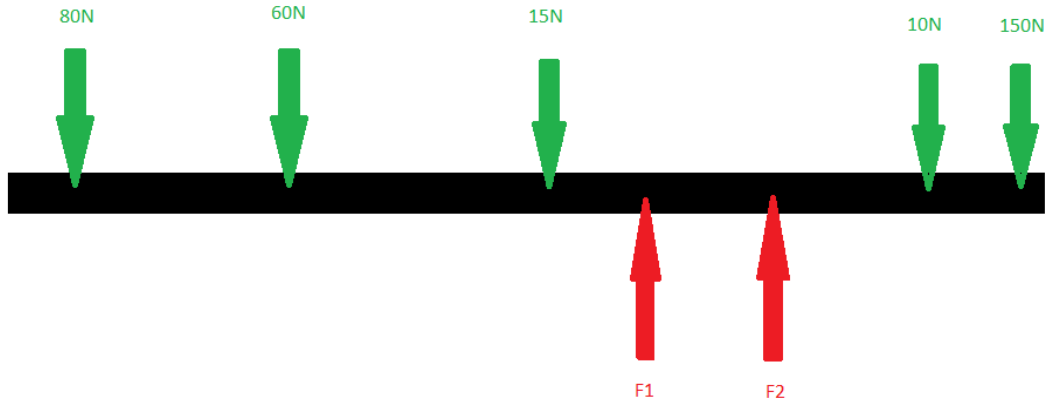
Como el momento de arrancar y frenar suelen ser más críticos, se concede un margen de seguridad alto, con lo que decidimos aplicar un 3. De este modo, el actuador deberá tener una fuerza de 450N, que sobrarán para arrastrar la tela y levantar el mecanismo delantero de la capota sin problemas.

El elemento que se ha elegido en segunda instancia es un actuador lineal, que funciona a 12V y tiene una extensión de 200mm, que serán suficientes para realizar todo el recorrido.

### 10.3. Actuadores que levantan la parte trasera del mecanismo

En este caso, el montante medio se encuentra en la posición trasera del mecanismo, y por tanto durante el levantamiento de este actuador, no se deberá tener en cuenta la tensión de la tela. La tensión solo se tendrá en cuenta en la posición final de la misma. Para calcular la fuerza necesaria a realizar por el vástago, tendremos en cuenta el peso de todos los elementos situados por encima del brazo superior, además del peso de la tela.

Cuando la lona está desplegada, calcularemos las fuerzas que actúan sobre los brazos tal como:



**Imagen 10.3.1.** Descripción de los esfuerzos aplicados sobre el montante trasero.

Tomaremos las distancias desde el final derecho de la pieza.

Éstas son, respectivamente y de derecha a izquierda:

- 15mm
- 80mm
- 130mm
- 250mm
- 265mm
- 400mm
- 550mm

Se deben cumplir las dos condiciones siguientes<sup>9</sup>:

$$\sum F = 0 \quad (\text{Eq. 10.3.1})$$

$$\sum M = 0 \quad (\text{Eq. 10.3.2})$$

Si se usa la primera condición, se obtiene:

$$\sum F = -80 - 60 - 15 - 10 - 150 + F1 + F2 = 0 \quad (\text{Eq. 10.3.3})$$

Si se desarrolla la segunda, se obtiene:

$$\begin{aligned} \sum M = & -(150 \cdot 0.08) - (10 \cdot 0.13) + (F2 \cdot 0.13) + (F1 \cdot 0.25) \\ & - (15 \cdot 0.265) - (60 \cdot 0.40) - (80 \cdot 0.55) = 0 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 10.3.4})$$

De la primera ecuación, se obtiene el valor de F1 en función de F2:

$$F1 = 315 - F2 \quad (\text{Eq. 10.3.5})$$

Se sustituye la primera ecuación dentro de la segunda:

$$0.13 \cdot F2 + 0.25 (315 - F2) = 85.275 \quad (\text{Eq. 10.3.6})$$

De este modo, se obtiene el valor de F2, que resulta ser:

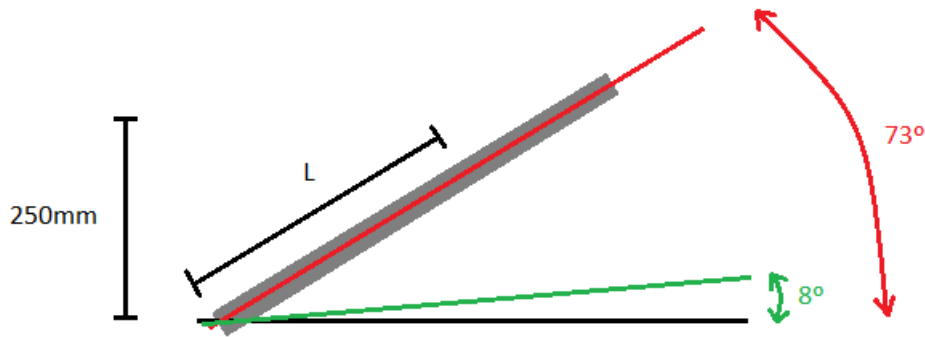
$$F2 = -54.375N \quad (\text{Eq. 10.3.7})$$

Ahora, se sustituye F2 en la primera ecuación, y se obtiene F1:

$$F1 = 315 - (-54.375) = 369.375N \quad (\text{Eq. 10.3.8})$$

Se ha elegido que el motor actuador tenga una extensión de 250mm, ya que es la medida media, fácil de obtener y con grandes capacidades de carga.

Para calcular la distancia a la que debemos realizar los agujeros para el soporte del motor, se procede a un cálculo trigonométrico, conociendo que el brazo gira entre los 8 y 73 grados. Éstos se han observado sobre el elemento 3D.



**Imagen 10.3.2.** Descripción de las distancias y los ángulos de giro del brazo principal.

Como se puede apreciar en el esquema, conociendo la longitud que desplazará el motor actuador, que serán 250mm, podemos obtener la distancia a la que situar los agujeros para el soporte del mismo aplicando trigonometría.

En este caso, la longitud se podrá conocer mediante la expresión:

$$L \cdot \sin(73) - L \cdot \sin(8) = 250mm \quad (\text{Eq. 10.3.9})$$

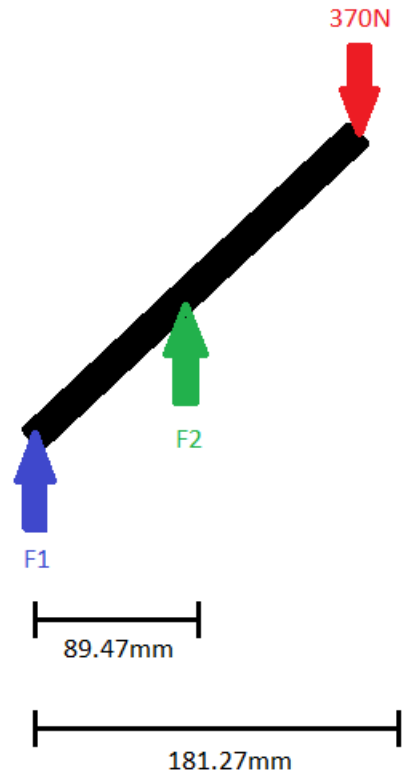
Con lo que, si se procede a su cálculo, se obtiene que se deben realizar sobre un punto alrededor de los 306mm desde el eje de giro.

Se procede ahora al cálculo de momentos sobre el elemento.

La distancia a la que se aplicarán los esfuerzos se calculará como:

$$d(F1) = 306 \cdot \cos(73) = 89.47mm \quad (\text{Eq. 10.3.10})$$

$$d(F2) = 620 \cdot \cos(73) = 181.27mm \quad (\text{Eq. 10.3.11})$$



**Imagen 10.3.3.** Representación de esfuerzos sobre el brazo actuador.

Del mismo modo que en el inicio de los cálculos, se utilizarán las dos condiciones de la estática:

$$\sum F = F1 + F2 - 370 = 0 \quad (\text{Eq. 10.3.12})$$

$$\sum M = (370 \cdot 0.18127) - (F2 \cdot 0.08947) = 0 \quad (\text{Eq. 10.3.13})$$

Se procede a calcular F2, y se obtiene que:

$$F2 = 749.64N \quad (\text{Eq. 10.3.14})$$

Mediante la primera ecuación, ahora se calcula la fuerza 1:

$$F1 = 379.64N \quad (\text{Eq. 10.3.15})$$

En este caso, se ha obtenido que la fuerza que necesita el motor es de unos 750N. Aunque en el mercado hay una sucesión de motores de 750N, se decide ir a buscar un motor con mayor potencia, para de este modo tener un margen de seguridad, y además evitar que los motores trabajen a máxima potencia.



## 11. Programa que controla los actuadores y motores

Para controlar los elementos actuadores y los motores, se utilizará un programa sobre una placa de control Arduino Mega 2560. Este programa controlará los motores mediante temporizadores, que se regularán una vez esté el mecanismo montado sobre el vehículo; con lo que se conseguirá el ajuste de abertura y cierre.

Teniendo en cuenta que la posición inicial es de capota cerrada, el programa se controlará mediante 2 pulsadores.

El primer pulsador será el encargado de la abertura de la capota. Cuando se pulse, el primer movimiento será el de despliegue del techo solar retráctil. Una vez el techo esté abierto tendremos dos opciones:

- Pulsar el mismo botón de nuevo, el pulsador 1, con lo que se activarán los actuadores lineales del mecanismo delantero y, cuando estos hayan terminado, seguidamente se encenderán los traseros, para abrir completamente la capota.
- Pulsar el pulsador 2, con el que se realizará la acción de volver a cerrar el techo solar retráctil. La capota se encuentra cerrada de nuevo.

Una vez la capota esté abierta del todo, se podrá dejar desplegada, o pulsar el pulsador número 2. Una vez lo hayamos pulsado, se conectarán los motores traseros, y una vez hayan terminado, se encenderán los delanteros. De este modo, el techo solar estará abierto. De nuevo nos encontramos con dos posibilidades:

- Pulsar el botón 2, con el que se cierra el techo solar y, por tanto, el ciclo estará cerrado y la capota cerrada.
- Pulsar el primer botón, y volver a desplegar la capota, con lo que se vuelve a estar en posición de capota abierta.

Código de programa:

```
#define Motor1mas 52
#define Motor1menos 53
#define Motor2mas 44
#define Motor2menos 45
#define Motor3mas 28
#define Motor3menos 26
#define Motor4mas 24
#define Motor4menos 22
#define Pulsadoradelante 34
#define Pulsadoratras 32
#define pasos 13
#define direccion 9
#define reset 10

int velocidad = 2000;
int totalpasos = 9800;
int Atras1 = 0;
int Atras2 = 0;
```

```
void setup() {
  pinMode(Motor1mas, OUTPUT);
  pinMode(Motor1menos, OUTPUT);
  pinMode(Motor2mas, OUTPUT);
  pinMode(Motor2menos, OUTPUT);
  pinMode(Motor3mas, OUTPUT);
  pinMode(Motor3menos, OUTPUT);
  pinMode(Motor4mas, OUTPUT);
  pinMode(Motor4menos, OUTPUT);
  pinMode(Pulsadoradelante, INPUT);
  pinMode(Pulsadoratras, INPUT);
  pinMode(pasos, OUTPUT);
  pinMode(direccion, OUTPUT);
  pinMode(reset, OUTPUT);
}

void loop() {
  if(digitalRead(Pulsadoratras) == HIGH){
    if(Atras1 == 0){
      digitalWrite(reset, LOW);
      delay(2000);
      digitalWrite(reset, HIGH);
      digitalWrite(direccion, LOW);

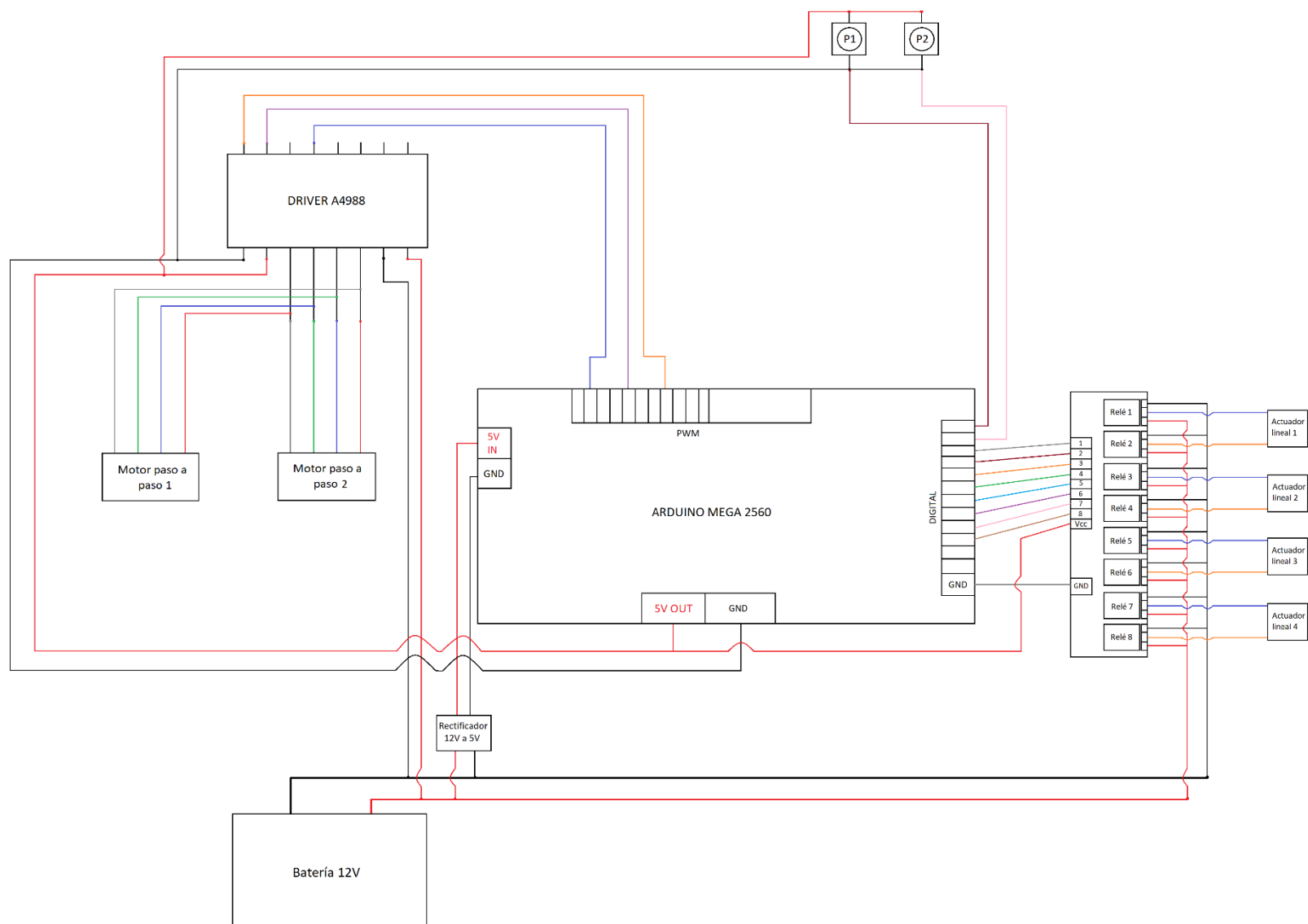
      for (int i=0; i<totalpasos; i++){
        digitalWrite(pasos, HIGH);
        digitalWrite(pasos, LOW);
        delayMicroseconds(velocidad);
      }
      Atras1 = 1;
    }
    else if(Atras1 == 1){
      digitalWrite(Motor1mas, LOW);
      digitalWrite(Motor1menos, HIGH);
      digitalWrite(Motor2mas, LOW);
      digitalWrite(Motor2menos, HIGH);
      delay(36000);
      digitalWrite(Motor3mas, LOW);
      digitalWrite(Motor3menos, HIGH);
      digitalWrite(Motor4mas, LOW);
      digitalWrite(Motor4menos, HIGH);
      delay(100000);
      Atras2 = 1;
    }
  }
}
```

```
else if ((digitalRead(Pulsadoradelante)==HIGH) and (Atras1 == 1)){
    if (Atras2 == 0){
        digitalWrite(reset,LOW);
        delay(2000);
        digitalWrite(reset,HIGH);
        digitalWrite(direccion,HIGH);

        for (int i=0;i<totalpasos;i++){
            digitalWrite(pasos,HIGH);
            digitalWrite(pasos,LOW);
            delayMicroseconds(velocidad);
        }
        Atras1 = 0;
    }

    else if (Atras2 == 1){
        digitalWrite(Motor3mas,HIGH);
        digitalWrite(Motor3menos,LOW);
        digitalWrite(Motor4mas,HIGH);
        digitalWrite(Motor4menos,LOW);
        delay(100000);
        digitalWrite(Motor1mas,HIGH);
        digitalWrite(Motor1menos,LOW);
        digitalWrite(Motor2mas,HIGH);
        digitalWrite(Motor2menos,LOW);
        delay(36000);
        Atras2 = 0;
    }
}
```

## 12. Esquema eléctrico y electrónico



## 13. Elementos adicionales que conforman la capota

### 13.1. Motores o actuadores

#### Motores paso a paso

Los motores paso a paso son dispositivos electromecánicos que convierten pulsos eléctricos en desplazamientos angulares y, por lo tanto, que son fácilmente controlables mediante electrónica, por lo que son indicados para movimientos precisos. Su principio de funcionamiento está basado en el electromagnetismo, donde un estator construido a partir de diversos bobinados de material ferromagnético alberga al rotor, que puede girar libremente en su interior. Los bobinados, se alimentan uno a uno, y causan un giro determinado. Gracias a ello, se puede controlar la cantidad de giros que hará el motor. Además, y aunque son motores indicados para movimientos precisos, también son motores potentes en relación a su tamaño y características.

#### Actuadores lineales

Los actuadores lineales son elementos formados por un tornillo sin fin conectado a un vástago que se acciona mediante un motor de corriente continua. Además, suelen estar encapsulados en una carcasa lo más compacta posible. Como ventajas, se puede decir que tienen grandes capacidades de carga y extensiones bastante elevadas. Como inconvenientes, se trata de elementos bastante lentos.

#### 13.1.1. Motores que controlan el techo retráctil

En este caso, se trata de un motor paso a paso bipolar. Éstos, se suelen cablear mediante 4 cables, 2 para cada bobina. Suelen ser los menos utilizados, debido a su complejidad de control, pero como está pensado el uso de una placa microcontroladora, se han elegido por sus buenas características de momento angular, tamaño y valor económico. Estos, se controlarán mediante una placa Arduino Mega 2560 y un driver A4988.

En la tabla a continuación se muestran las características técnicas del motor elegido:

Factor	Valor
Modelo	Nema 17
Tipo motor	Bipolar, paso a paso
Diámetro eje	5mm
Longitud eje	25mm
Longitud	40mm
Tamaño (Ancho/Largo/Profundo)	42x42x40 mm
Par	3.3 kg/cm = 0.3237 Nm
Ángulo de paso	0.9° (400 pasos por vuelta)
Intensidad máxima por fase	1.33 A
Voltaje por fase	4 V
Resistencia por fase	1.65 Ohm
Inductancia por fase	3.2 mH
Potencia nominal	10W

**Tabla 13.1.1.1.** Características técnicas del motor elegido para controlar el techo retráctil (Fuente: Datasheet Nema 17).

### 13.1.2. Actuadores que realizan el giro de la parte delantera del mecanismo

En este caso, el movimiento se realiza mediante dos actuadores lineales de 200mm de extensión y 750N de fuerza. Se controlarán mediante la placa Arduino, al igual que el resto de motores.

En la tabla siguiente se muestran las características técnicas del actuador elegido:

Factor	Valor
Tipo	Actuador lineal
Capacidad de carga (N/lb)	750 / 160
Longitud de carrera	200mm
Voltaje de entrada	12V
Corriente máxima	2.5A
Peso	962g
Velocidad máxima	10 mm/s
Frecuencia de trabajo	20%
Protección	IP54

**Tabla 13.1.1.2.** Características técnicas del actuador elegido para mover el mecanismo delantero (Fuente: Datasheet Actuador 750N).

### 13.1.3. Actuadores que realizan la elevación de la parte trasera de la capota

En el caso de la elevación de la parte trasera, se han elegido dos actuadores lineales de 250mm, con 1500N de fuerza. Igual que en el caso anterior, se controlarán mediante la placa Arduino.

En la tabla siguiente se muestran las características técnicas del actuador elegido:

Factor	Valor
Tipo	Actuador lineal
Capacidad de carga (N/lb)	1500 / 320
Longitud de carrera	250mm
Voltaje de entrada	12V
Corriente máxima	3A
Peso	1.3kg
Velocidad máxima	5.7 mm/s
Frecuencia de trabajo	25%
Protección	IP54

**Tabla 13.1.2.1.** Características técnicas del actuador elegido para elevar la parte trasera (Fuente: Datasheet Actuador 1500N).

Como se puede observar, ambos actuadores lineales tienen protección IP54. Esto les proporciona protección contra los residuos de polvo, lo que nos será útil debido a que el vehículo se suele mover por zonas de tierra y arena; y además, tiene protección contra salpicaduras de agua; ya que, aunque el agua no debe entrar en el habitáculo, al ser un vehículo descapotable, puede darse un descuido temporal, en que la capota quede abierta mientras empieza a llover, o que se puede dejar algún elemento húmedo sobre la misma.

### 13.2. Fijación de los elementos móviles.

Para fijar las distintas partes de la capota, se opta por buscar en el mercado mecanismos de cierre ya existentes, lo que nos permitirá conocer sus datos sin necesidad de entrar en estudios de esfuerzos y selección de materiales<sup>6</sup>.

Aunque la capota consta de 3 movimientos principales, distinguiremos 2 sistemas de retención.

Sistema 1: Usado para el bloqueo de los siguientes movimientos.

- Movimiento 1: Rotación del brazo principal
- Movimiento 2: Despliegue de la zona delantera.

En este caso, se elige un cierre de tipo rotativo, parecido a los empleados en los capos de los coches. Éste se cierra mediante el empuje de un perno que queda bloqueado en la posición de cierre. Se puede volver a abrir estirando de un cable de acero, que desbloquea el mecanismo y libera el perno. Estos mecanismos de cierre se anclarán a la carrocería del vehículo mediante unos soportes y quedarán expuestos cuando se retira la lona; por lo tanto, se deberá prestar cierta atención a ellos antes de empezar a cerrar el techo retráctil, para evitar posibles errores en el cierre, debido a que accidentalmente hayan quedado bloqueados por un impacto o por alguna acción indeseada. Para ello, se recomendará tirar de la palanca de fijación de los anclajes antes de realizar cualquier movimiento, ya sea de plegado o de desplegado.

Este sistema consta de diversos elementos:

1. Pestillo rotativo: En este caso, se trata de un modelo R4 - 10 - 10 - 105 - 10 para el lado izquierdo, y R4 - 10 - 20 - 105 - 10 para el lado derecho, fabricados por SouthCo; construido en acero chapado en zinc, para protegerlos de la intemperie, y con amortiguador integrado para evitar vibraciones durante la circulación. Se trata de un cierre de una sola etapa, y de accionamiento perpendicular a su liberación; aunque cada uno realiza el mecanismo hacia un lado distinto.
2. Cable: Este se encarga de actuar sobre el pestillo.
3. Percutor: Este elemento va conectado al elemento móvil que se fija al pestillo rotativo, y es el encargado de retenerlo.



Imagen 13.2.1. Pestillo giratorio R4-10-20-105  
(Fuente: SouthCo).



Imagen 13.2.2. Percutor R4-0-61336 (Fuente: SouthCo).

Sistema 2: Servirá para el bloqueo del tercer movimiento.

- Movimiento 3: Plegado y desplegado del techo solar retráctil.

En este movimiento, se elige un sistema de pestillo, montado actualmente sobre el vehículo para retener la parte delantera del techo. En este caso, los anclajes deberán permanecer cerrados siempre que se quiera circular con el techo solar cerrado, para evitar sobrecargar el mecanismo de abertura y cierre del techo solar; y se deberán abrir cuando se desee realizar cualquier operación del techo retráctil. De este modo, se evitará que tanto motores como ejes deban soportar la carga de la tensión de la lona, y se permitirá tener cierto margen en los últimos centímetros del desplazamiento, que podrán ajustarse mediante el cierre de este pestillo.

### 13.3. Elementos eléctricos

#### 13.3.1. Cálculo de potencia que consumen los actuadores

Para calcular la potencia consumida por los diversos actuadores, se deberán utilizar sus potencias nominales, o calcularlas mediante los voltajes e intensidades.

Motores paso a paso

Según la ficha técnica de los motores, la potencia nominal de los motores es de 10W. Por lo tanto, como al mismo momento se estarán moviendo ambos motores, tenemos una potencia consumida<sup>13</sup>:

$$P_{Pap} = 10W \cdot 2 = 20W \quad (Eq. 13.3.1.1)$$

Actuador lineal 200mm y 750N

Si se observa la ficha técnica del actuador, podemos ver que tiene una intensidad máxima de 2.5A y que está alimentado a 12V. Por lo tanto, se calcula su potencia como<sup>13</sup>:

$$P_{Motor\ 750N} = V \cdot I = 2.5A \cdot 12V = 30W \quad (Eq. 13.3.1.2)$$

Como se usarán ambos motores al mismo tiempo, la potencia total consumida por los motores será<sup>13</sup>:

$$P_{2\ motores\ 750N} = 30W \cdot 2 = 60W \quad (Eq. 13.3.1.3)$$

Actuador lineal 250mm y 1500N

Como se puede apreciar en la ficha técnica del actuador, su intensidad máxima es de 3A y su alimentación se produce a 12V, con lo que obtendremos su potencia como<sup>13</sup>:

$$P_{Motor\ 1500N} = V \cdot I = 3A \cdot 12V = 36W \quad (Eq. 13.3.1.4)$$

Como se utilizan ambos motores a la vez<sup>13</sup>:

$$P_{2\ motores\ 1500N} = 36W \cdot 2 = 72W \quad (Eq. 13.3.1.5)$$



### 13.3.2. Selección de cableado

La selección del cableado se realizará mediante el cálculo máximo del amperaje consumido por los elementos actuadores y los motores.

Sección de Cable	Intensidad Máxima
0,5 mm <sup>2</sup>	6 A
0,75 mm <sup>2</sup>	9 A
1 mm <sup>2</sup>	11 A
1,5 mm <sup>2</sup>	14 A
2 mm <sup>2</sup>	16 A
2,5 mm <sup>2</sup>	20 A
4 mm <sup>2</sup>	28 A
6 mm <sup>2</sup>	37 A
8 mm <sup>2</sup>	48 A
10 mm <sup>2</sup>	53 A
16 mm <sup>2</sup>	75 A
25 mm <sup>2</sup>	100 A
35 mm <sup>2</sup>	125 A
50 mm <sup>2</sup>	160 A

Como se puede observar en la tabla adjunta, cada sección de cable soporta una cantidad máxima de Amperes. Nuestros motores, consumirán electricidad en diversas fases, pero queremos proteger la instalación, de modo que, si hubiera algún error en el programa, y todos los motores se activasen a la vez, no se provocara un incendio en el cable y pusiera en peligro la integridad del vehículo y sus ocupantes. Teniendo en cuenta que cada actuador consumiese la corriente máxima (ya que, si todos se activaran a la vez, la capota se bloquearía y forzaría los elementos y los motores y actuadores); podríamos decir que los amperajes máximos son:

Motor paso a paso: 1.33A

Actuador 750N: 2.5A

Actuador 1500N: 3A

**Tabla 13.3.2.1.** Secciones de cable en función de su máximo amperaje (Fuente: CoElectrix).

La suma de los 6 a la vez, daría un valor total de:

$$\text{Amperaje máximo} = (1.33 + 2.5 + 3) \cdot 2 = 13.66A \quad (\text{Eq. 13.3.1.6})$$

Una vez se ha calculado el amperaje máximo, y observando la tabla de secciones, se decide que el valor de la sección del cable que alimenta a los motores y actuadores será de 1.5 mm<sup>2</sup>, mientras que los motores por si solos, se alimentarán con cables de secciones menores. Como se puede observar en la tabla, para el cableado de motores y actuadores se utilizará hilo de sección 0.5 mm<sup>2</sup>, que será suficiente para soportar el amperaje de los mismos.

### 13.3.3. Selección de batería

La batería actual del vehículo es una batería corriente para vehículo comprada en un centro comercial. Se trata del modelo número 10 de las baterías suministradas por la entidad Carrefour. Consta de un voltaje de 12V y una capacidad de arranque de 540A. Su potencia es de 60Ah; por lo que podría suministrar 6 Amperios durante 10 horas, o 0.6A durante 100 horas.

En el caso en el que se está trabajando, el consumo de los motores actuadores máximo será de alrededor de 3A por motor, o de 6A entre los dos, pero el movimiento no alcanzará el tiempo de descarga de la batería; por lo que se puede decir que la batería actual del vehículo es suficiente para el movimiento de la capota.

A pesar de ello, como no es una batería nueva, y puede estar expuesta a temperaturas elevadas que resten su eficacia, se recomienda a los usuarios realizar el plegado y desplegado de la capota con el motor encendido, de forma que el alternador cargue la batería mientras se producen los consumos eléctricos de los motores.

### 13.4. Unidad de control

Para empezar este apartado, se decide realizar una breve explicación del concepto de Arduino, tanto conceptual como físico.

Conceptualmente, Arduino es una plataforma electrónica de creación y de código abierto. Permite crear microordenadores mediante una placa integrada a los que se les puede dar diversos usos.

El Arduino en sí, físicamente, es una placa basada en un microcontrolador. Un microcontrolador es un conjunto de circuitos integrados sobre los que se pueden insertar o grabar las instrucciones que se deseen, mediante la programación en un software libre llamado Arduino IDE. Mediante estas instrucciones, se crean programas para realizar las funciones que cada uno desee. Todas las placas poseen una interfaz de entrada y una de salida; la primera permite conectar los elementos periféricos, que envían los datos al Arduino, la segunda, se encarga de llevar los datos ya procesados por el Arduino hacia los periféricos de salida. Las posibilidades de este elemento aumentan cuanto mayores son sus pines de entrada y salida, con los que se permite conectar mayor cantidad de elementos.

Se utilizará una placa tipo Arduino Mega 2560. Esta placa está basada en el microcontrolador ATmega2560, que le da nombre. Tiene 54 salidas y entradas digitales, (de las cuales podemos utilizar 15 como PWM), 16 entradas analógicas, 4 UART, conexión USB y demás elementos. Su alimentación se puede realizar mediante una batería, un transformador, o simplemente conectándolo a una salida USB de un ordenador. En la tabla siguiente se muestran sus especificaciones técnicas:

Factor	Valor
Microcontrolador	ATMega2560
Voltaje de operación	5V
Voltaje entrada (recomendado)	7-12V
Voltaje entrada (límite)	6-20V
Pins digitales I/O	54 (de las cuales 15 son PWM)
Pins de entrada analógica	16
Corriente en DC por Pin I/O	20 mA
Corriente a DC para un pin de 3.3V	50 mA
Memoria Flash	256 KB
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Velocidad del reloj	16 MHz

**Tabla 13.4.1.** Características técnicas del Arduino Mega 2560 elegido para controlar motores y actuadores (Fuente: Arduino)

Además del Arduino, necesitaremos un driver para el control de los motores paso a paso.

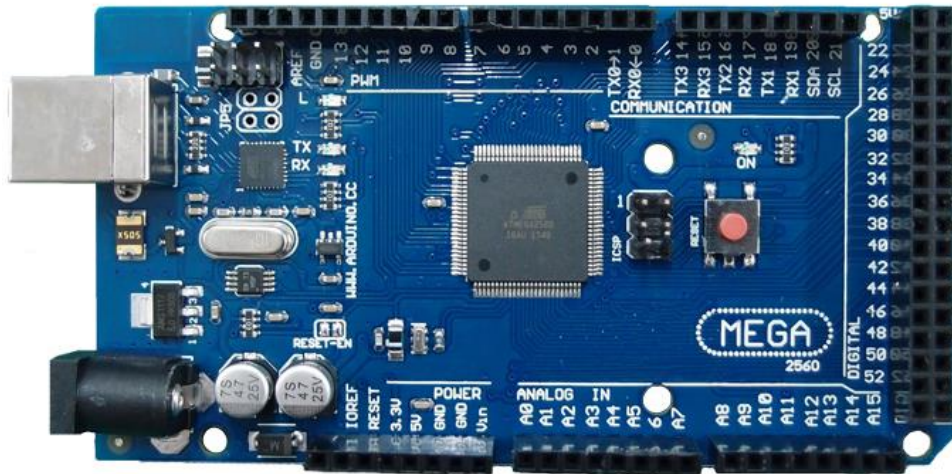
En este caso, se utilizará un driver A4988, recomendado para el control de los motores NEMA 17, que son los que se han elegido.

Este driver es el encargado de controlar los pasos que da el motor, la velocidad de giro, la cantidad de vuelta que da por paso, es decir, si quiere realizar un paso, medio, un cuarto, un octavo, etc. Como los motores de pasos funcionan mediante ondas cuadradas, el driver es el encargado de transformar la señal del Arduino en una señal cuadrada, con la frecuencia deseada para el control de los mismos.

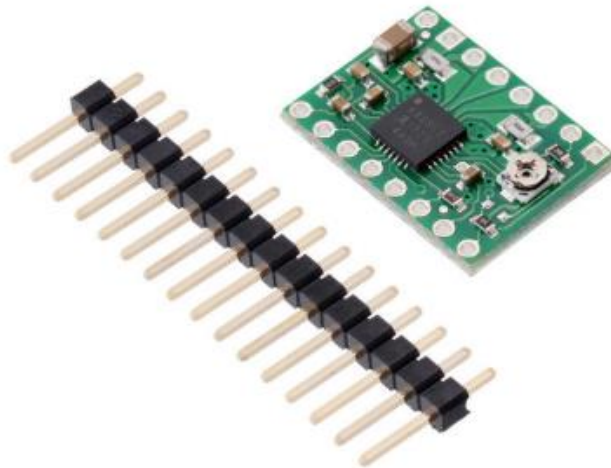
Para el funcionamiento correcto del driver, se deberá ajustar la tensión de entrada en función del amperaje del motor mediante un potenciómetro. Esta información se ha encontrado en el DataSheet del elemento.

Como el motor tiene un amperaje de 1.3A según ficha técnica, y conocemos la resistencia, que es de 0.1Ω cada una y hay 8, entonces mediante la ley de Ohm, y conociendo que, en este driver, el funcionamiento de un paso completo tiene un factor de corrección de 0.7, se puede calcular el voltaje de entrada como<sup>14</sup>:

$$V = 8 \cdot R_{smd} \cdot I \cdot Fc = 0.1 \cdot 8 \cdot 1.3 \cdot 0.7 = 0.728V \quad (Eq. 13.4.1)$$



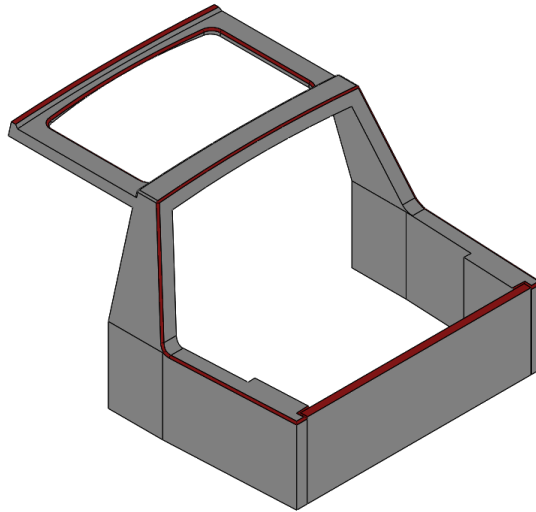
**Imagen 13.4.1.** Arduino Mega 2560, unidad de control elegida para controlar motores y actuadores (Fuente: Arduino).



**Imagen 13.4.1.** Driver A4988, elegido para el control de los motores paso a paso (Fuente: Pololu).

### 13.5. Estanqueidad

Entendemos estanqueidad como el perfecto ajuste entre piezas que se pueden mover, para conseguir un habitáculo hermético y asegurar la ausencia de filtraciones de agua y aire<sup>6</sup>. Ya que el vehículo debe permanecer en la calle, enfrentarse a las condiciones meteorológicas adversas y circular a velocidades elevadas, se debe dotar a la capota de estanqueidad. De esta forma, evitaremos daños en el interior del vehículo y ruidos o silbidos molestos durante la circulación. Para conseguir estanqueidad en las juntas entre la capota y el vehículo en sí, se utilizarán juntas de estanqueidad. Estas juntas, en nuestro caso, se tratarán de perfiles fabricados en material plástico que son sometidos a presión durante el cierre, y consiguen cerrar herméticamente la unión. Debido a que el vehículo en su origen es descapotable, viene dotado de una serie de guías sobre las que colocar estos perfiles, y que se utilizarán para este propósito. Estas guías, donde ya se encuentran colocados los perfiles de goma, están situadas sobre la carrocería de vehículo en las zonas donde hacía junta la antigua capota. Estas son: Viga A, pilares B y viga B, alrededor de la zona descubierta sobre conductor y acompañante, laterales traseros y sobre el portón trasero. En la imagen siguiente se muestran las juntas proporcionadas por el vehículo.



**Imagen 13.5.1.** Representación de las zonas inicialmente dotadas de junta hermética en el vehículo.

Además de las juntas ya proporcionadas por el vehículo, debemos proporcionar juntas sobre los elementos de travesía de la parte trasera, para que permita el ajuste de la lona sobre el mismo y evitar así entradas de agua o de aire. También se proporcionará una junta en la parte delantera, en la unión entre el travesero delantero y la tapa aerodinámica frontal, ya que será una de las zonas de mayor movimiento, y más delicada de proteger de los efectos del agua y el aire.



**Imagen 13.5.2.** Perfiles de junta hermética.

## 14. Modificaciones o incorporaciones requeridas en el vehículo para la instalación de la capota

### 14.1. Eliminación de las barras de sujeción de los cinturones de seguridad traseros.

Debido a un problema geométrico, se eliminan las barras de anclaje de los cinturones traseros, obteniendo así el espacio necesario para el pliegue de la capota sobre la parte trasera. La extracción de estos es sencilla, se debe retirar el guarnimiento plástico y seguidamente 2 tornillos hexagonales en su parte superior, y 2 más en la parte lateral.



**Imagen 14.1.1.** Elementos retirados del vehículo.

### 14.2. Creación de un elemento travesero en la parte trasera del vehículo.

Este elemento se situará de forma transversal en ambos lados del vehículo, para eliminar así una de las zonas más comprometidas del pliegue de la capota, que es la unión entre el arco central y la zona lateral trasera. Se forma un ángulo bastante pronunciado, que puede crear problemas a la hora de cerrar y abrir la lona, y por tanto basándonos en diseños posteriores aplicados en vehículos también de la misma marca Suzuki, como por ejemplo el Suzuki Jimny en versión Cabrio que se fabricó entre 1998 y 2005; o de otras marcas que producen vehículos 4x4 con techos extraíbles, como por ejemplo en el Land Rover Freelander, se decide montar un elemento fijo, con ventanas extraíbles, que nos permitirá realizar la operación con mayor facilidad, y con menor riesgo de roturas. Se conformará mediante una lámina de metacrilato, que se atornillará a la carrocería.



**Imagen 14.2.1.** Travesero posterior, aplicado en el Suzuki Jimny Cabrio (1998-2005). (Fuente: cars-data.com)

### 14.3. Elemento de protección aerodinámica frontal.

Debido al despliegue de elementos del techo retráctil, en el que se debe realizar un salto por encima de la viga B del vehículo, el techo o capota queda ligeramente elevado sobre el techo inicial del vehículo, por lo que para evitar problemas durante la circulación y con el sellado del techo, se decide diseñar una tapa auxiliar que se colocará sobre el parabrisas del vehículo y absorberá la presión ejercida por el aire mientras circula. En el diseño de este elemento, se tendrá en cuenta la forma original del parabrisas para adaptarlo a él, y también se tendrán en cuenta los esfuerzos provocados por el viento, tanto para sus dimensiones generales, como para sus respectivas sujeciones.

Este elemento de protección será, a la vez, base de las fijaciones de los brazos delanteros, por lo que se soldarán dos pletinas con las pertinentes perforaciones para atornillar las fijaciones y de este modo se evitará tener que fijarlas a la carrocería, teniendo que construir unas bases específicas.



## 15. Creación del prototipo

En este apartado se mostrarán un conjunto de fotografías, que pueden resumir brevemente el desarrollo de la fabricación de los elementos.

### 15.1. Construcción basada en planos y montaje

Para empezar con la fabricación del proyecto, se construyeron y montaron los cajones de deslizamiento, fabricados en aluminio, sobre los que se montaron los motores paso a paso y los husillos que hacen desplazar el techo retráctil delantero.



**Imagen 15.1.1.** Cajones de deslizamiento, fabricados en aluminio.

Posteriormente, se procedió a la fabricación de los mecanismos delanteros, dos mecanismos de tijera, opuestos de forma simétrica, que serán montados conjuntamente con los montantes delanteros y la tornillería, y que serán accionados mediante los motores actuadores de 200mm y 750N.



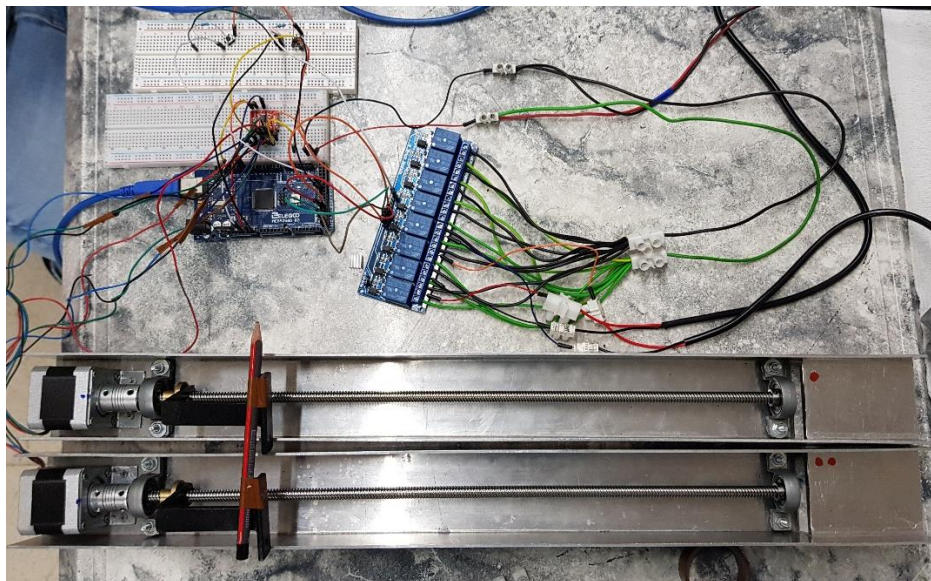
**Imagen 15.1.2.** Mecanismos delanteros, fabricados en hierro.

Una vez fabricados los mecanismos delanteros, se empezó con la fabricación de los montantes posteriores, y se realizó la primera prueba de movimiento, con el motor y la batería del vehículo.



**Imagen 15.1.3.** Primera prueba de movimiento, montados mecanismo delantero, y montante posterior, accionados por el actuador lineal.

Ya contruidos el resto de elementos de los planos, se procedió al cableado de los mismos, y la programación del Arduino, para hacer que los motores y actuadores funcionaran uno tras otro, con el pulsador deseado y volvieran a su posición inicial cuando ello se le indicara. Para ello, se utilizaron un módulo de 8 relés, el Arduino Mega 2560 y el Driver A4988; además de cableado y pulsadores provisionales.



**Imagen 15.1.4.** Cableado de los 6 accionadores: motores paso a paso, y actuadores lineales de 750 y 1500N.

Una vez realizadas las comprobaciones eléctricas, se realiza un primer montaje completo sobre una mesa de trabajo, y se prueba el funcionamiento de los elementos.





**Imagen 15.1.5.** Montaje del mecanismo sobre una mesa de trabajo para su prueba.

Finalmente, se procede al montaje de los mecanismos posterior y delantero, para comprobar si el dimensionamiento era correcto y los actuadores lineales eran capaces de realizar los esfuerzos requeridos.



**Imagen 15.1.5.** Montaje de los mecanismos delantero y trasero, con los actuadores lineales y sin cableado, sobre los soportes que unen al vehículo.

## 15.2. Resultado final

Una vez comprobado el funcionamiento correcto y la resistencia de los elementos, se procede al desmontaje y pintado de cada uno de los elementos. El color elegido es el negro, excepto para el aluminio, que se dejará en su color original, ya que no necesita de tanta protección contra el óxido como el hierro y el acero. Una vez se tienen todas las piezas pintadas, se vuelve a montar el mecanismo, con tornillería adecuada y se lubrica con grasa para suavizar el funcionamiento.

Para mostrar el resultado final, se mostrarán una sucesión de fotos, en diversas posiciones del mecanismo.



**Imagen 15.2.1.** Posición inicial.

En esta posición, el mecanismo se encuentra en posición abierta. Los mecanismos repliegan sobre el portón trasero y todos los actuadores se encuentran a mínima extensión.



**Imagen 15.2.2.** Posición intermedia.

En la posición intermedia, los actuadores traseros se han extendido hasta su posición final, y el mecanismo delantero se encuentra listo para desplegarse.



**Imagen 15.2.3.** Despliegue del mecanismo delantero.

En esta imagen se muestra el despliegue del mecanismo delantero, en él, podemos ver la extensión de los actuadores delanteros, y la flexión que realizan los cables que alimentan los actuadores y los motores paso a paso delantero.



**Imagen 15.2.4.** Plegado total del mecanismo delantero.

En la imagen anterior, se puede observar el plegado completo del mecanismo delantero. Los cajones de deslizamiento apoyan sobre las juntas de estanqueidad, y los cables de alimentación quedan recogidos sobre el montante trasero, de esta forma no se marcarán sobre la lona.





**Imagen 15.2.5.** Posición final.

En la imagen 15.2.5. se puede apreciar que la capota está completamente cerrada. El travesero delantero ha alcanzado su posición de máxima extensión, por lo que ha cerrado el techo solar retráctil y aislado la zona interior del vehículo.



**Imagen 15.2.6.** Detalle: Cajón de deslizamiento apoya sobre la junta de estanqueidad.



**Imagen 15.2.7.** Detalle: Caja estanca, en la que se ha colocado el sistema electrónico.

## 16. Impacto ambiental

Como gran parte del proyecto se construye a partir de hierro y acero, se decide observar el impacto que genera la producción de los mismos.

Para empezar, se deberá tener en cuenta la extracción de los minerales que forman los componentes, en este caso, mayoritariamente mineral de hierro y carbono, que son los componentes principales de ambos elementos; aunque, y sobre todo el acero suele contener otros elementos como Cromo, Vanadio, Tungsteno o Molibdeno.

Estos materiales, suelen extraerse de grandes minas, ya sean subterráneas o a cielo abierto, que destruyen el paisaje natural, dejando grandes secuelas en los ecosistemas. Estas afectaciones son provocadas por las perforaciones realizadas sobre el terreno, los desplazamientos del material en el interior de la mina, y también hacia fuera, a las zonas industriales donde se va a tratar posteriormente el mineral; que generan polvo, ruido y emisiones. Estos elementos, causan distorsiones en diversos factores, por ejemplo, contaminación del aire, de las aguas y desplazamiento de todo tipo de cauces de los ríos cercanos, por el movimiento de tierras y vibraciones. Además, estos elementos generan residuos que deben tratarse adecuadamente para reciclarlos o reutilizarlos. La extracción genera, además, emisiones de CO, que provienen de quema de combustibles, que hacen funcionar las máquinas, y de la producción del coque<sup>15</sup>.

En cuanto a afectaciones indirectas, se producen afectaciones en el tráfico de las zonas cercanas, ya que se introducen un conjunto de camiones pesados necesarios para el transporte de combustible y materias primas, ocasionando peligros para los peatones, y para el resto de vehículos.

Una vez se ha obtenido la materia prima, se deben realizar las operaciones para las obtenciones de los perfiles normalizados. Para ello, se realizan procesos de fabricación, como la fundición, o la eliminación de impurezas del hierro para la obtención del acero. Estos procesos necesitan de una cantidad elevada de energía, normalmente obtenida del quemado de combustibles, por tanto, se generan emisiones de gases contaminantes a la atmósfera y residuos que se deben tratar posteriormente, para reutilizar o reciclar<sup>16</sup>.

En la fabricación de las piezas, se han llevado a cabo diversos procesos, como taladrados, cortes y soldaduras.

Estos procesos, generan residuos sólidos, como virutas o polvo metálico, que puede quedar en suspensión en el aire. Además, la soldadura genera gases procedentes del proceso de fusión de los materiales, que pueden acumularse dentro de las zonas de trabajo si no se tiene un buen sistema de ventilación, pudiendo ser perjudicial si se respira durante largas exposiciones. Además, los tres procesos requieren de materiales que se desgastan con el tiempo, en el caso de las perforaciones, requieren brocas, que se deben reemplazar y reciclar debidamente; el corte requiere de sierras, que al igual que las brocas se deben desechar correctamente; y la soldadura requiere de material de aportación, los electrodos, que deben eliminarse de forma correcta cuando ya son inservibles. También requieren de un consumo eléctrico elevado, sobre todo la soldadura.

Asimismo, los anteriores procesos generan ruidos, que pueden ser perjudiciales para los operarios, si no se protegen correctamente, y para el sistema que los rodea, sobre todo si no se realizan en un lugar adecuadamente aislado o alejado, como en una zona industrial<sup>16</sup>.

## 17. Conclusiones

El presente trabajo ha permitido alcanzar los objetivos planteados al inicio del mismo. Tras el diseño digital, el estudio de los elementos y el desarrollo práctico del prototipo se considera que se ha conseguido un modelo funcional y seguro para el vehículo y sus ocupantes.

En referencia al diseño, se ha generado un mecanismo sencillo y de fácil construcción, con elementos algo más pesados de lo deseado, pero respetando que los elementos fueran suficientemente resistentes y el factor económico, que era uno de los requerimientos principales impuestos al inicio del proyecto. Por tanto, podemos decir que hemos cumplido los requerimientos de diseño que se impusieron al inicio, aunque podríamos mejorar otros, como el peso o la ergonomía, ya que, finalmente el vehículo solo podrá alojar a dos pasajeros, porque el espacio en las plazas traseras, y la eliminación de los soportes de los cinturones de seguridad imposibilitan la presencia de los asientos traseros.

En cuanto a la resistencia de los elementos, y mediante el estudio estático realizado con SolidWorks Simulation, podemos determinar que el mecanismo es seguro y fiable, ya que todos los elementos, exceptuando el cajón de deslizamiento, al cual se le ha reducido el factor de seguridad para reducir así el peso y, por tanto, las capacidades de carga de los motores, cumplen con un factor de seguridad suficiente, y pueden soportar con comodidad los esfuerzos generados. Gracias a estos estudios, además, podemos decir que se ha cumplido el objetivo de selección de materiales de fabricación, sobre todo en el aspecto económico, ya que, en cuanto a impacto ambiental, se han elegido materiales férricos, que generan grandes residuos para su fabricación, por lo que este aspecto es mejorable.

Con respecto a la elección de elementos normalizados, se puede decir que se ha conseguido solucionar diversos problemas gracias a los mismos. Para empezar, se han sustituido todos los ejes de giro por tornillos normalizados, con lo que hemos reducido costes, y ganado en seguridad, ya que estos nos aseguran su rendimiento. En segundo lugar, se han seleccionado las fijaciones de los elementos móviles; esto, nos ha permitido adecuar los cierres de la capota con un método sencillo y eficaz, consiguiendo conocer la vida de los elementos de cierre y reduciendo el tiempo de fabricación.

Para finalizar, se puede afirmar que se ha cumplido con el objetivo del desarrollo de un prototipo a escala real, ya que se ha construido un mecanismo funcional y utilizable, que permite a los usuarios cerrar y abrir la capota sin necesidad de bajar del vehículo y de forma autónoma.

## 18. Presupuesto y/o análisis económico

El presupuesto se ha dividido en diversas fases:

- Fabricación de piezas
- Elementos comerciales
- Montaje
- Oficina técnica

En el apartado de presupuesto de fabricación de piezas, se ha tenido en cuenta el precio del material del elemento fabricado y después las horas que ha necesitado el operario para mecanizarlas, teniendo en cuenta que se le paga la hora a 9€/hora.

En el presupuesto de elementos comerciales, se han sumado todos los elementos comerciales comprados para la realización del proyecto.

Para el presupuesto de montaje se tendrá en cuenta un precio unitario de 30€ por hora en las fases de montaje y de 15€ por hora en las fases de puesta en marcha y pruebas.

- El montaje de la estructura se refiere al montaje de la estructura en el taller y después trasladarla al vehículo.
- La puesta en marcha se refiere a la realización de todas las conexiones y ajustes necesarios para que la estructura funcione correctamente.
- Las pruebas de funcionamiento se refieren a las pruebas que se realizarán sobre el vehículo, para verificar que todos los componentes funcionan correctamente y no hay ningún error de programación, montaje o apriete.

En el apartado de presupuesto de oficina técnica se tendrán en cuenta los siguientes trabajos:

- Diseño
- Elaboración de planos
- Memoria
- Cálculos
- Gastos de gestión
- Material utilizado

Basándonos en las horas que se han utilizado para cada uno de los aspectos mencionados anteriormente, y determinando un precio de 30€/hora de trabajo, se detallan los gastos de ingeniería.

En las siguientes tablas se recogen los diferentes costes del proyecto.

Finalmente, el presupuesto total ha alcanzado un valor de 11081,55€. Aunque parece un valor elevado, se deben tener en cuenta la gran cantidad de horas dedicadas a la creación del proyecto, que resultan en más del 87% del precio final.

Presupuesto de fabricación de las piezas							
Denominación	Plano nº	Cantidad	Material	Coste material (€)	Mecanizado (h)	Coste mecanizado (9€/h)	Coste total pieza/s (€)
Travesero delantero	1	1	Hierro (G300)	4,50	0,5	4,5	9
Travesero medio	2	1	Acero AISI 4340	24	0,5	4,5	28,5
Travesero trasero	3	1	Hierro (G300)	5,30	0,5	4,5	9,8
Tapa aerodinámica frontal	20	1	Hierro (G300)	40	3	27	67
Montante delantero (Der e Izq)	12,13	2	Hierro (G300)	4,83	4	36	40,83
Cajón deslizamiento (Der e Izq)	10,11	2	Aluminio A1060	25	5	45	70
Unión travesero – husillo	4	2	Hierro (G300)	1,55	2	18	19,55
Brazo principal	18	2	Hierro (G300)	5,84	1	9	14,84
Brazo secundario	19	2	Hierro (G300)	2,50	1	9	11,5
Montante trasero (Der e Izq)	14,15	2	Hierro (G300)	4,80	3	27	31,8
Brazo mecanismo 42cm	9	2	Hierro (G300)	1,80	1	9	10,8
Brazo mecanismo 32cm	8	2	Hierro (G300)	1,50	1	9	10,5
Brazo mecanismo 27cm	7	2	Hierro (G300)	1,50	1	9	10,5
Brazo mecanismo 17cm Izq	6		Hierro (G300)	0,60	0,5	4,5	5,1
Brazo mecanismo 17cm	5	1	Hierro (G300)	0,60	0,5	4,5	5,1
Soporte mecanismo – vehículo (Der e Izq)	16,17	2	Hierro (G300)	7,80	6	54	61,8
Soporte inferior	21	1	Hierro (G300)	5,50	2	18	23,5
Ventanas laterales	-	2	Metacrilato	7,50	2	18	25,5
Capota (lona)	-	1	Lona y plástico	95	5	45	140
						<b>Coste total (€)</b>	<b>595,62</b>



Presupuesto elementos comerciales			
Denominación	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total pieza/s (€)
Motor 1500N	2	42,99/ud	85,98
Motor 750N	2	41,59/ud	83,18
Driver A4988	1	1,99/ud	1,99
Módulo 8 relés	1	10,99/ud	10,99
Motor paso a paso	2	16,57/ud	33,14
Husillo T8 + Rodamientos	2	28,13/pack	56,26
Arduino Mega2560	1	13,99/ud	13,99
Tornillo M6 Avellanado	36	0,5/ud	18
Tuerca autoblocante M6	36	0,1/ud	3,6
Arandela plana M6	36	0,05/ud	1,8
Arandela latón M6	24	0,05/ud	1,2
Tornillo M8 Avellanado	8	0,5/ud	4
Tuerca autoblocante M8	4	0,1/ud	0,4
Arandela M8	8	0,05/ud	0,4
Cable sección 1.5mm <sup>2</sup>	3	1/m	3
Cable sección 0.5mm <sup>2</sup>	15	0,8/m	12
Coste total (€)			329,93

Presupuesto montaje			
Denominación	Horas estimadas	Coste unitario (€/h)	Coste total (€)
Montaje mecanismos delanteros	4	30	120
Montaje mecanismos traseros	3	30	90
Montaje de motores y actuadores	2	30	60
Conexiónado	2	30	60
Montaje sobre el vehículo	3	30	90
Puesta en marcha	2	15	30
Pruebas de funcionamiento	2	15	30
Coste total (€)			480

Presupuesto oficina técnica			
Denominación	Horas estimadas	Coste unitario (€/h)	Coste total (€)
Diseño	100	30	3000
Elaboración de planos	60	30	1800
Elaboración memoria	55	30	1650
Cálculos	45	30	1350
Gastos gestión	1	250	250
Material	1	150	150
I.V.A (18%)	-	-	1476
Coste total (€)			9676

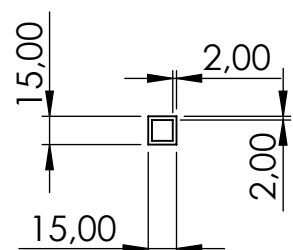
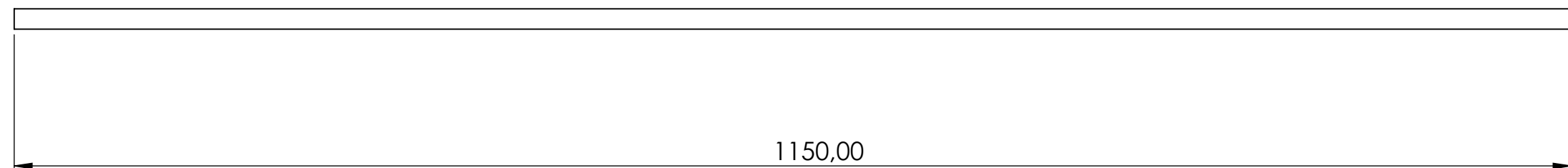
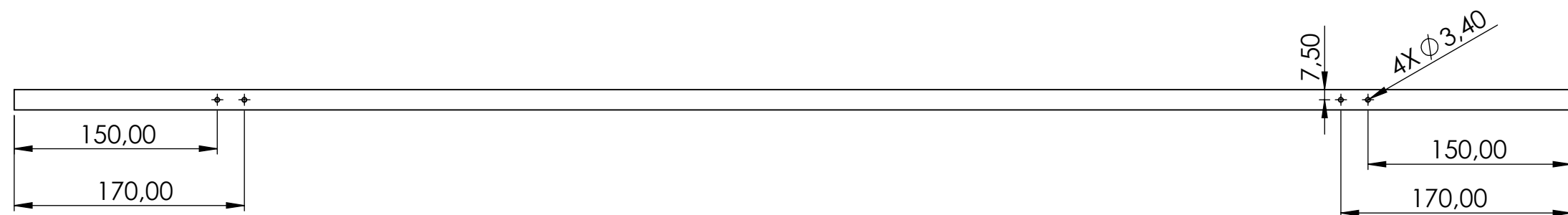
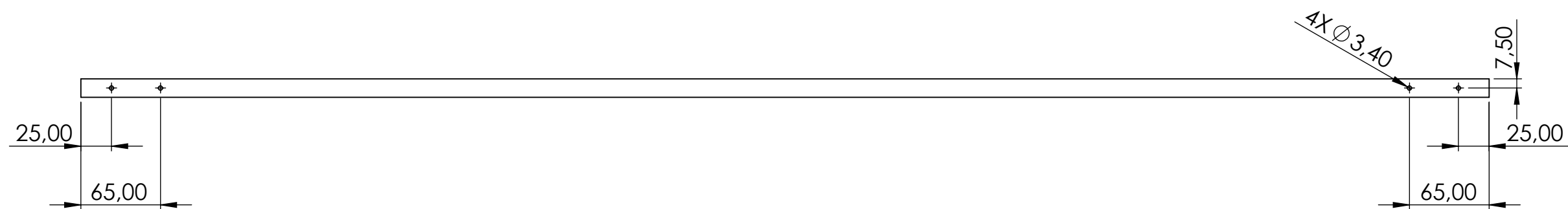
Presupuesto total	
Denominación	Coste total (€)
Fabricación de piezas	595,62
Elementos comerciales	329,93
Montaje	480
Oficina técnica	9676
Coste total(€)	11081.55

## 19. Bibliografía

- [1] Cromer G, Foster C, Cromer O, Purdy K et al. Automobile. Encyclopedia Britannica. 2018.
- [2] Alfred Heitmann J. The automobile and American life. Dayton: eCommons; 2009.
- [3] Vega Delgado G, Martinez Pastor EG. El automóvil en la historia, luces y sombras. Research Journal. 2017; 2 (7): 133 – 170.
- [4] 1988 Suzuki Vitara JLX Specifications [Internet]. Carfolio. [Consultado el: 10 de Febrero de 2019]. Disponible en: <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=17897>.
- [5] Wagner D, Bird JA, Snyder MD, Duncanson JP. Human Factors Design Guide. 1ª Edición. Atlantic City: FAA; 1996.
- [6] Martín Navarro J, Gómez Morales T, García Jiménez JL, Águeda Casado E. Elementos amovibles y fijos no estructurales. 2ª edición. España: Editorial Paraninfo.
- [7] Çengel YA, Cimbala JM. Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. 1ª Edición. México: McGraw-Hill Interamericana; 2006.
- [8] Anderson JD. Fundamentals of aerodynamics. 5ª Edición. Maryland: McGraw Hill; 2010.
- [9] Beer FP, Johnston ER, Mazurek DF, Cornwell PJ et al. Vector Mechanics for Engineers: Statics and Dynamics. 10ª Edición. United States: McGraw Hill; 2013.
- [10] Riba Romeva C. Selección de materiales en el diseño de máquinas. 1ª Edición. Barcelona: Edicions UPC; 2008.
- [11] Mott RL. Diseño de elementos de máquinas. 4ª Edición. México: Pearson Educación; 2006.
- [12] NBS. Sistemas de guiado lineal: Catálogo técnico general. España. 2012. Roldán Viloria J.
- [13] Electricidad Industrial: Esquemas básicos. 1ª Edición. España: Editorial Paraninfo; 1982.
- [14] Allegro Microsystems LLC. A4988: DMOS Microstepping driver with translator and overcurrent protection. Massachusetts; 2014.
- [15] Todd Whitman C, Tracy Mehan G, Grubbs GH, Frace SE et al. Development Document for Final Effluent Limitations Guidelines and Standards for the Iron and Steel Manufacturing Point Source Category. Washington: U.S. Environmental Protection Agency; 2002.
- [16] Sosa BS, Banda-Noriega RB, Guerrero EM. Industrias de fundición: aspectos ambientales e indicadores de condición ambiental. Revista de metalurgia. 2013; 49 (1): 5-19.

## 20. Anexos

### 20.1. Planos



TRIMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Todos los agujeros son pasantes.  
Pieza simétrica.

**Pieza:**  
Travesero delantero

**Plano nº:**  
1

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

**Proyección**

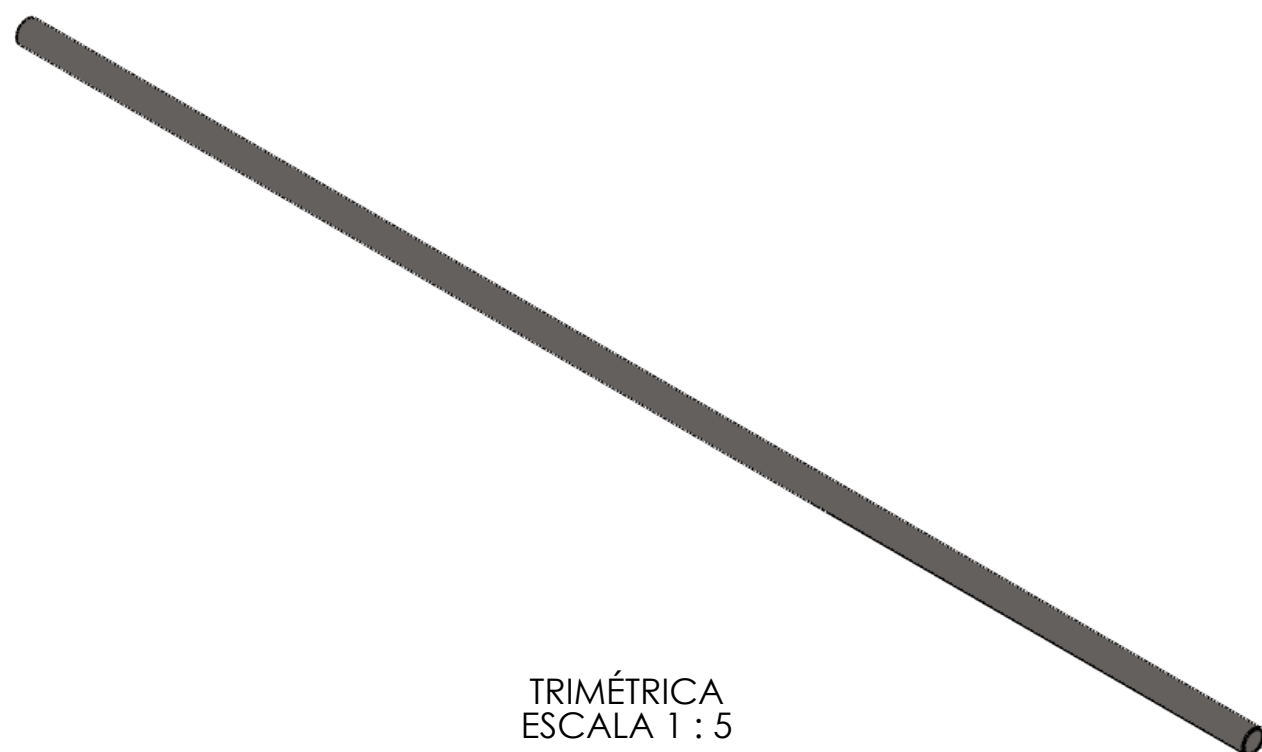
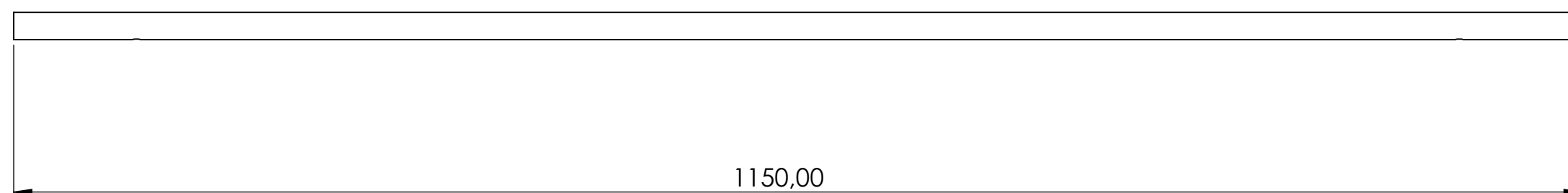
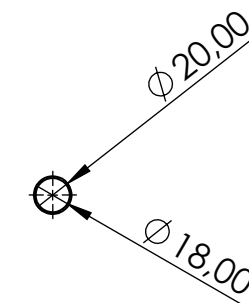
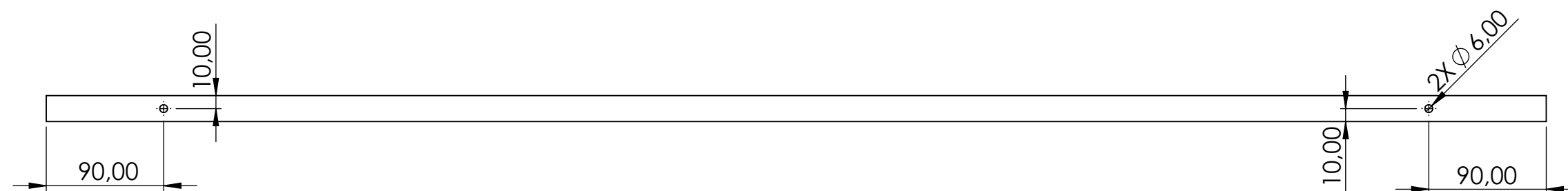


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 0.94 kg

**Material:** Hierro (G300)



TRIMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Todos los agujeros son pasantes.  
Pieza simétrica.

**Pieza:**  
Travesero medio

**Plano nº:**  
**2**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

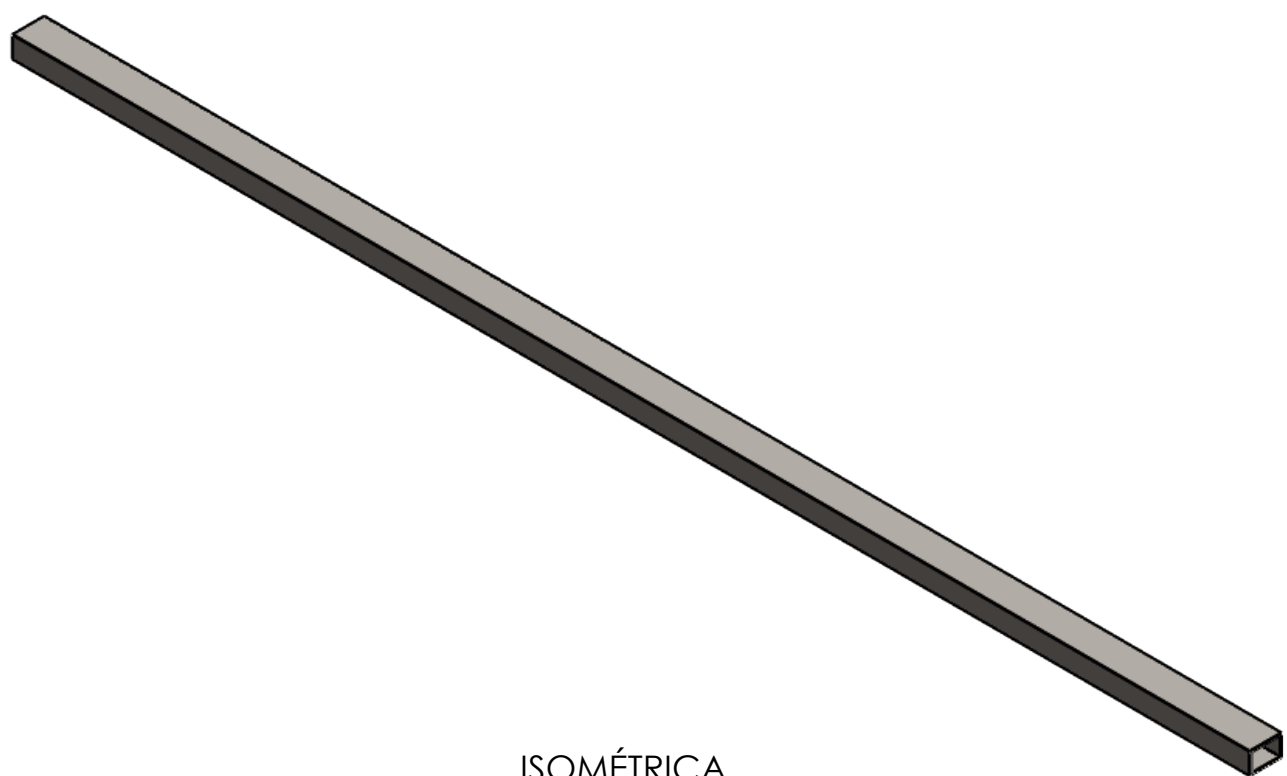
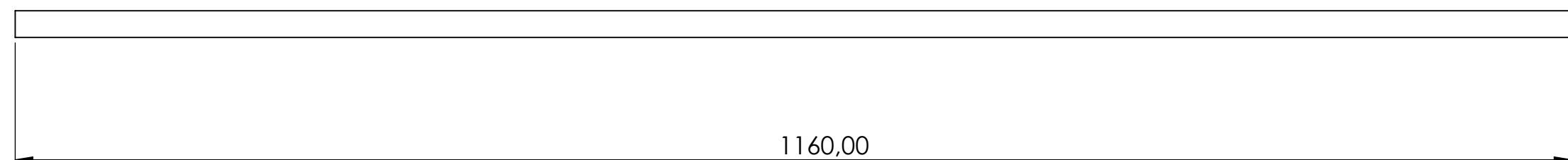
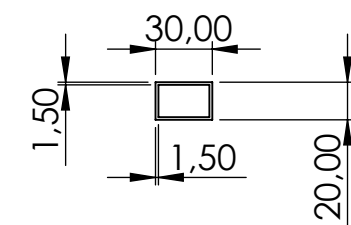
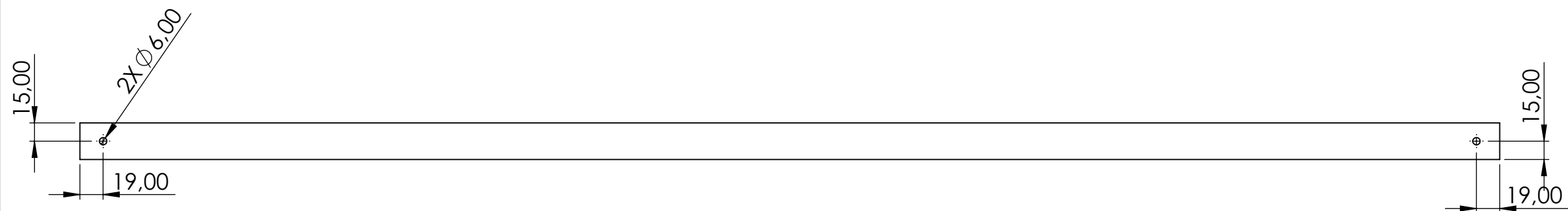
**Proyección**  




UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 0.274 kg

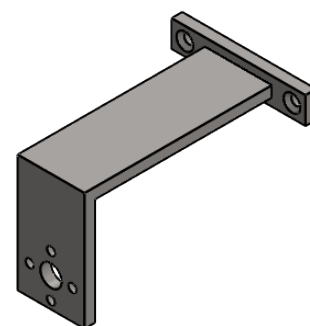
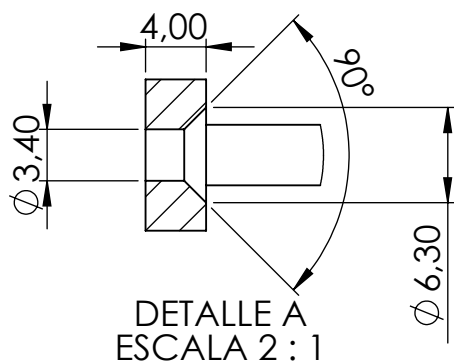
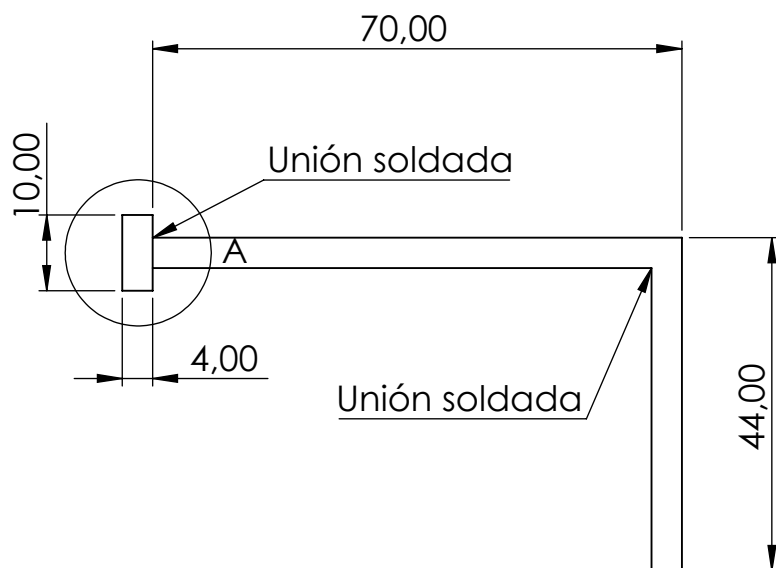
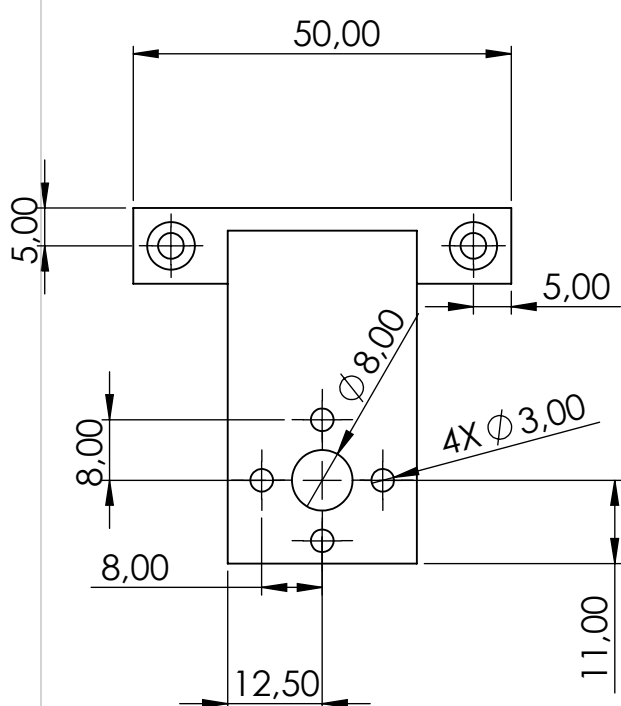
**Material:** Acero AISI 4340



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

<b>Observaciones:</b> Todos los agujeros son pasantes. Pieza simétrica.		<b>Pieza:</b> Travesero trasero	<b>Plano nº:</b> 3
<b>Revisado:</b> Javier Luzón / 03-06-2019		<b>Fecha entrega TFG :</b> 04/06/2019	
<b>Dibujado / fecha:</b> Jon Rubio / 25-05-2019		<b>Formato:</b> DIN A3	<b>Escala:</b> 1:4
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		<b>Masa:</b> 1.28 kg	<b>Proyección</b>  <b>Material:</b> Hierro (G300)



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 2

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones:

Unión mediante cordón de soldadura.  
Taladros pasantes.

Pieza:

Adaptador travesero - husillo

Plano nº:

4

Revisado / fecha: Javier Luzón / 03-06-2019

Fecha de entrega TFG: 04/06/2019

Cantidad: 2

Dibujado / fecha : Jon Rubio / 25-05-2019

Formato:

DIN A4

Escala:

1:1

Proyección

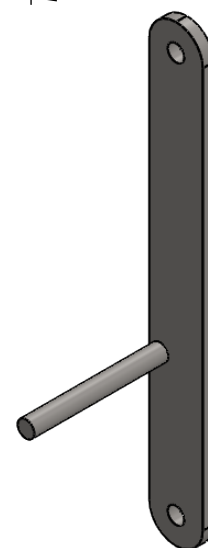
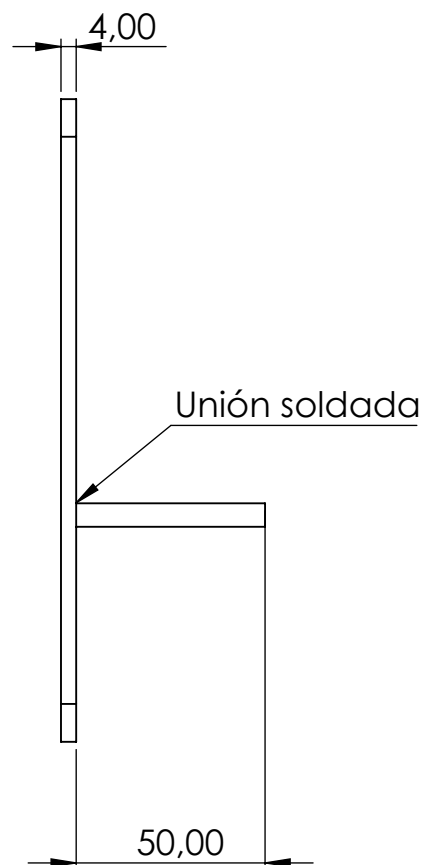
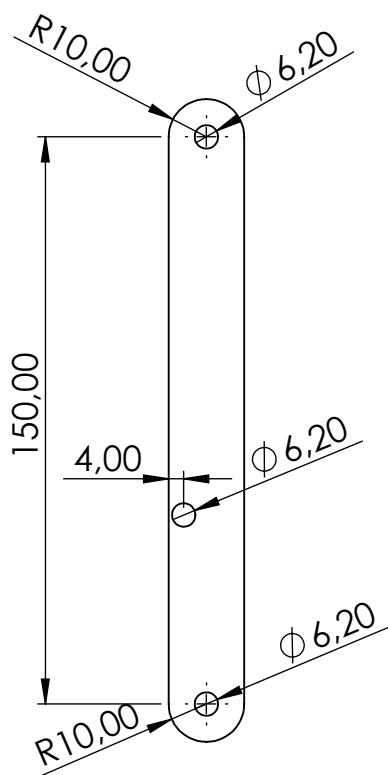


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Masa: 0.089 kg

Material: Hierro (G300)





ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 2

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones:  
Unión mediante cordón de soldadura.  
Taladros pasantes M6.

Pieza:  
**Brazo mecanismo - 17cm Der**

Plano nº:  
**5**

**Revisado / fecha:** Javier Luzón / 03-06-2019

Fecha de entrega TFG: **04/06/2019**

Cantidad: **1**

**Dibujado / fecha :** Jon Rubio / 25-05-2019

Formato:  
**DIN A4**

Escala:  
**1:3**

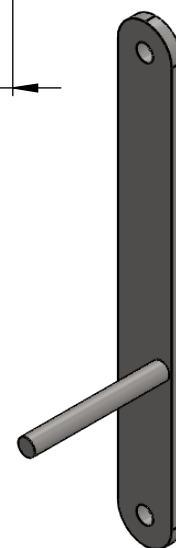
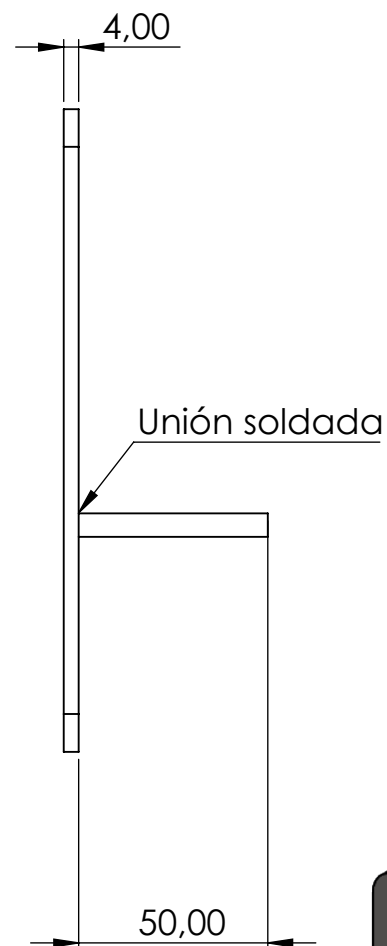
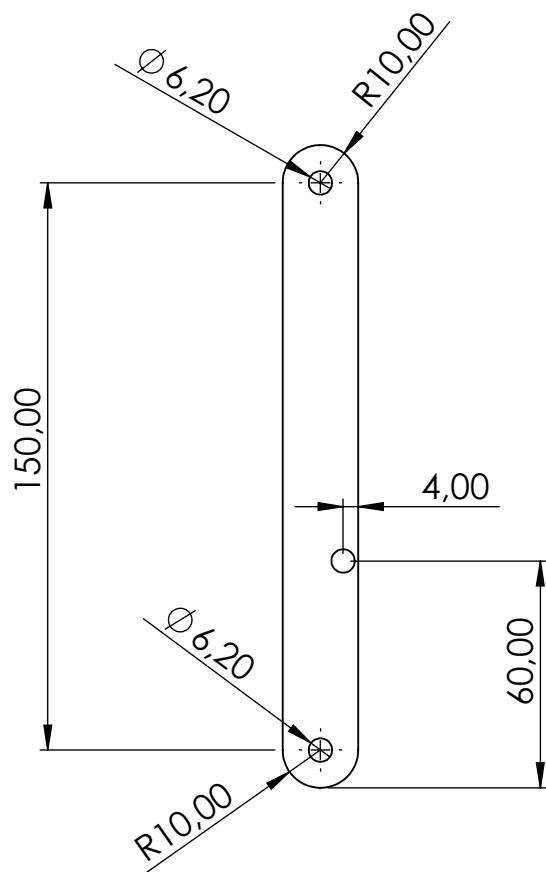
Proyección



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Masa: 0.103 kg

**Material:** Hierro (G300)



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 2

Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones:

Unión mediante cordón de soldadura.  
Taladros pasantes M6.

Pieza:

Brazo mecanismo - 17cm Izq

Plano nº:

6

Revisado / fecha: Javier Luzón / 03-06-2019

Fecha de entrega TFG: 04/06/2019

Cantidad: 1

Dibujado / fecha : Jon Rubio / 25-05-2019

Formato:

DIN A4

Escala:

1:3

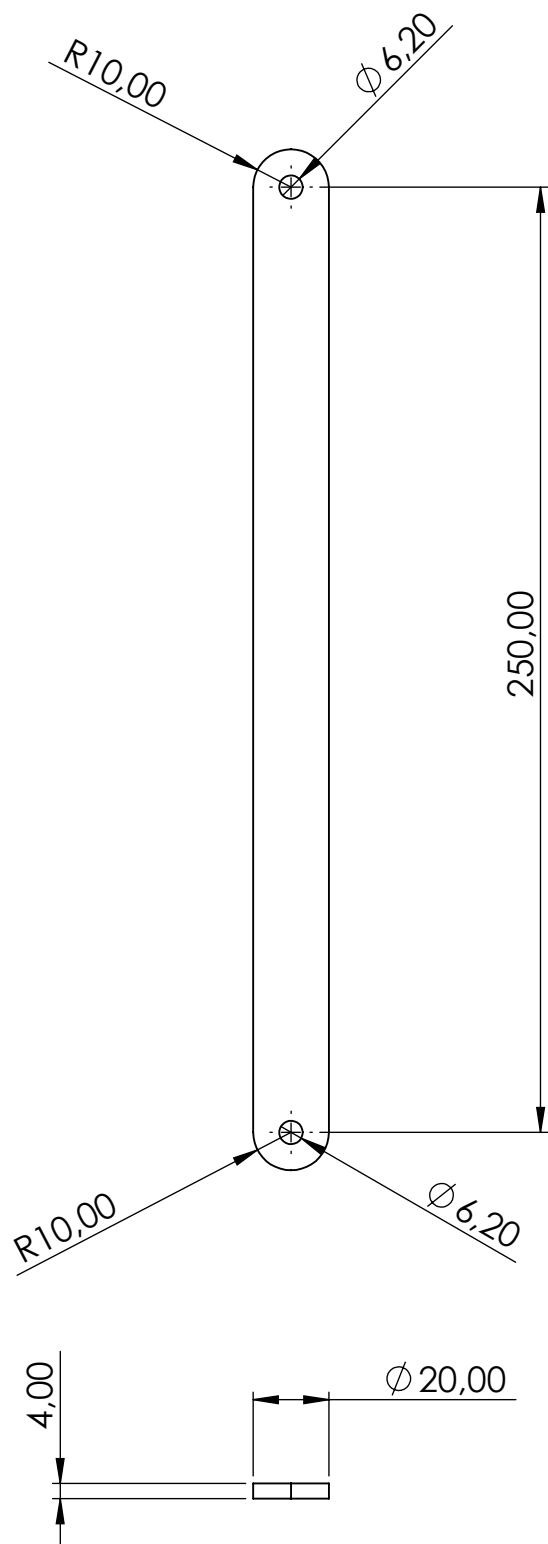
Proyección



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Masa: 0.103 kg

Material: Hierro (G300)



## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones:

Taladros pasantes M6.

Pieza simétrica.

Pieza:

**Brazo mecanismo - 27cm**

Plano nº:

**7**

**Revisado / fecha:** Javier Luzón / 03-06-2019

Fecha de entrega TFG: **04/06/2019**

Cantidad: **2**

**Dibujado / fecha :** Jon Rubio / 25-05-2019

Formato:

**DIN A4**

Escala:

**1:2**

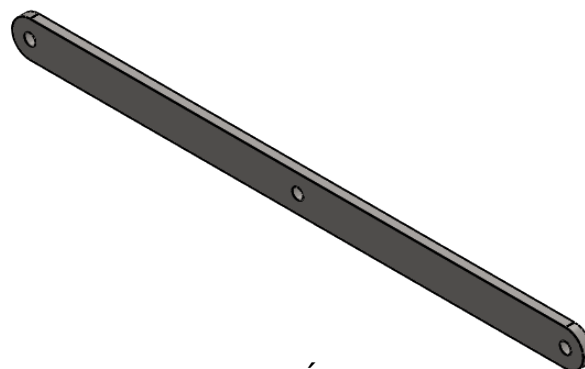
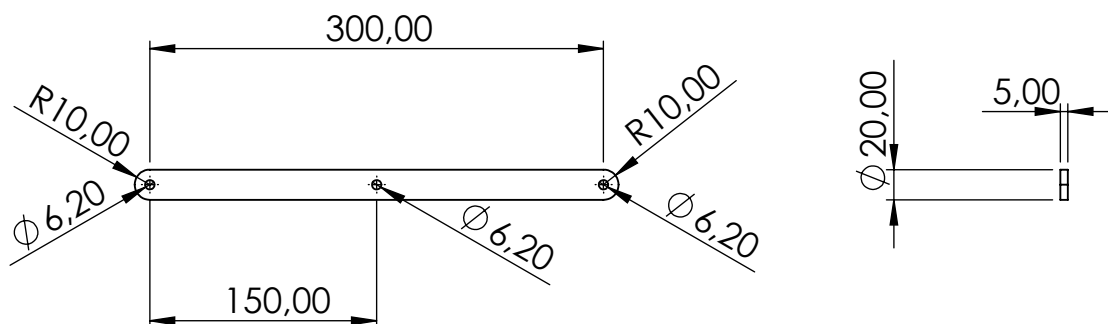
Proyección



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Masa: 0.149 kg

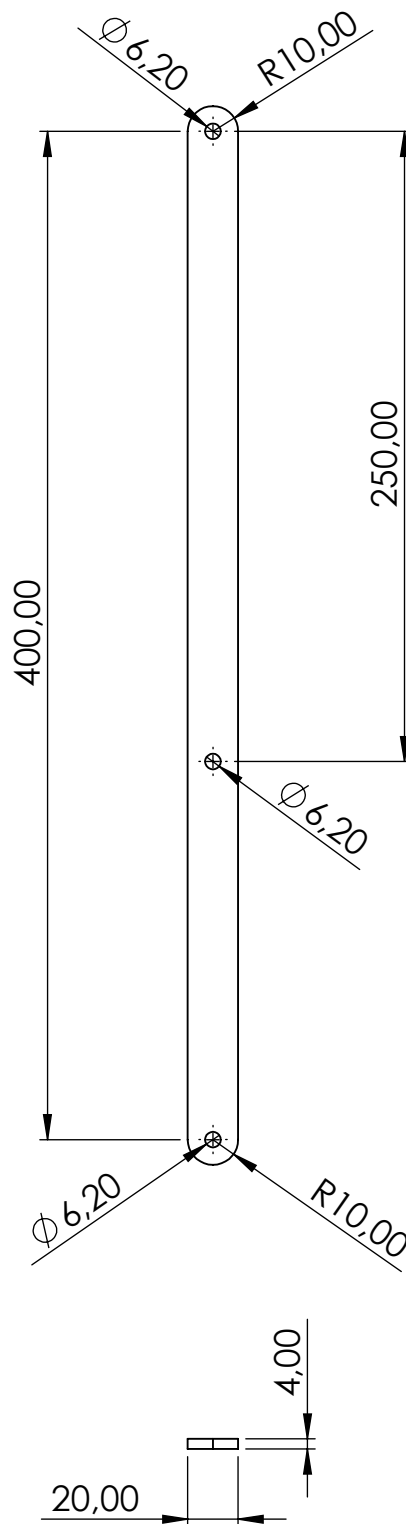
**Material:** Hierro (G300)



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 3

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones: Taladros pasantes M6 Pieza simétrica	Pieza: Brazo mecanismo - 32cm		Plano nº: 8
Revisado / fecha: Javier Luzón / 03-06-2019	Fecha de entrega TFG: 04/06/2019		Cantidad: 2
Dibujado / fecha : Jon Rubio / 25-05-2019	Formato: DIN A4	Escala: 1:5	Proyección 
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Masa: 0.221 kg		Material: Hierro (G300)

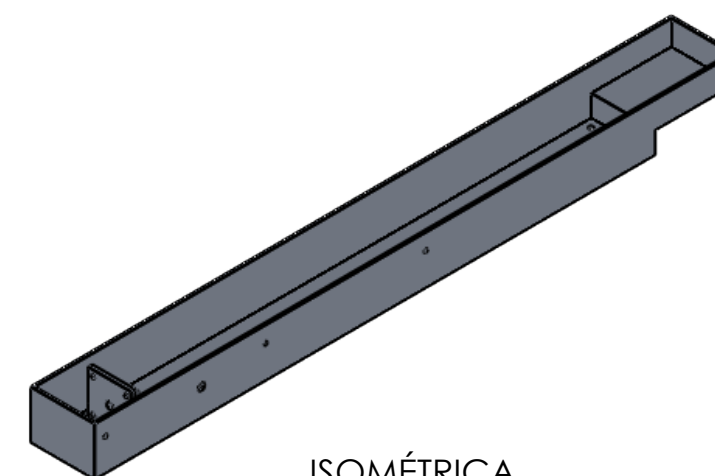
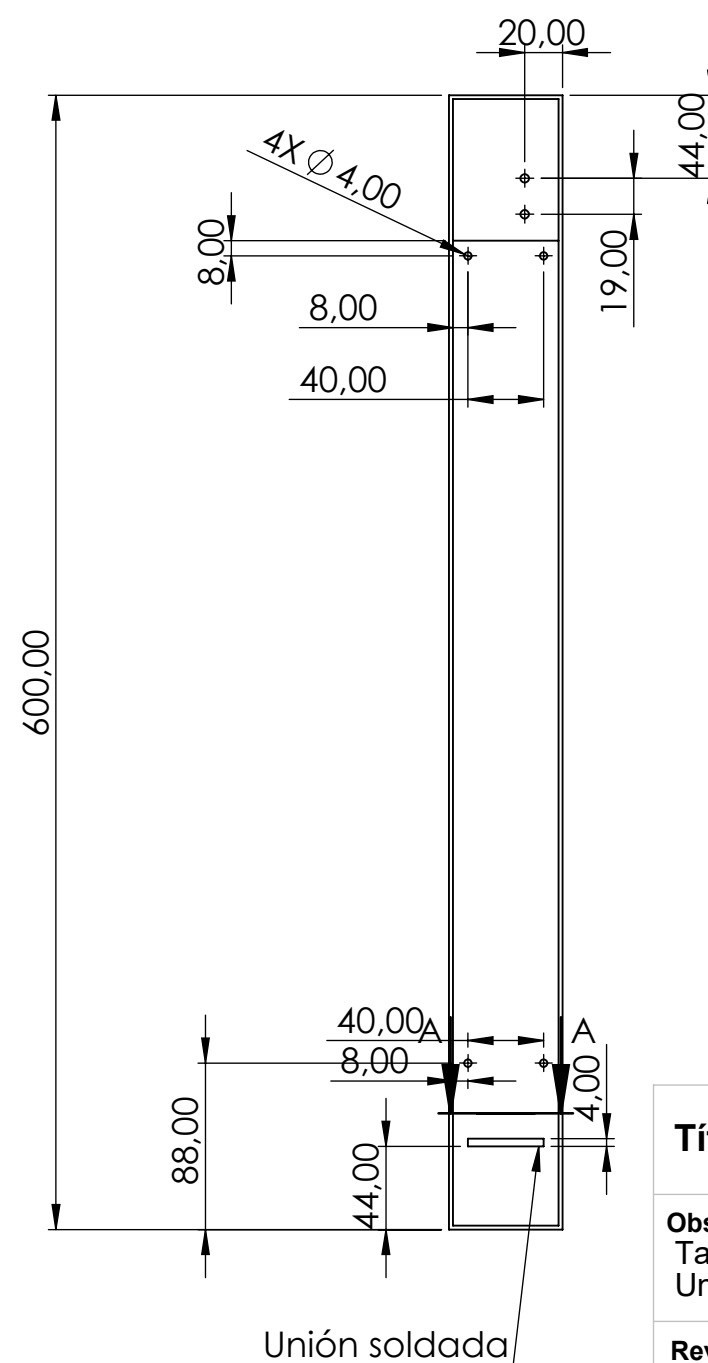
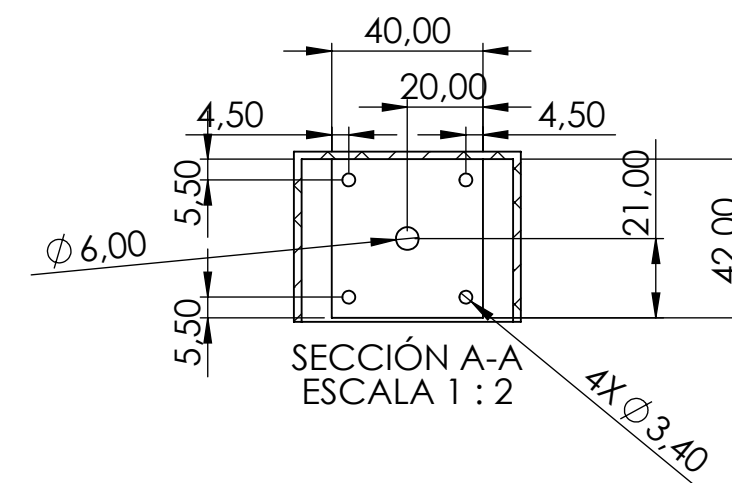
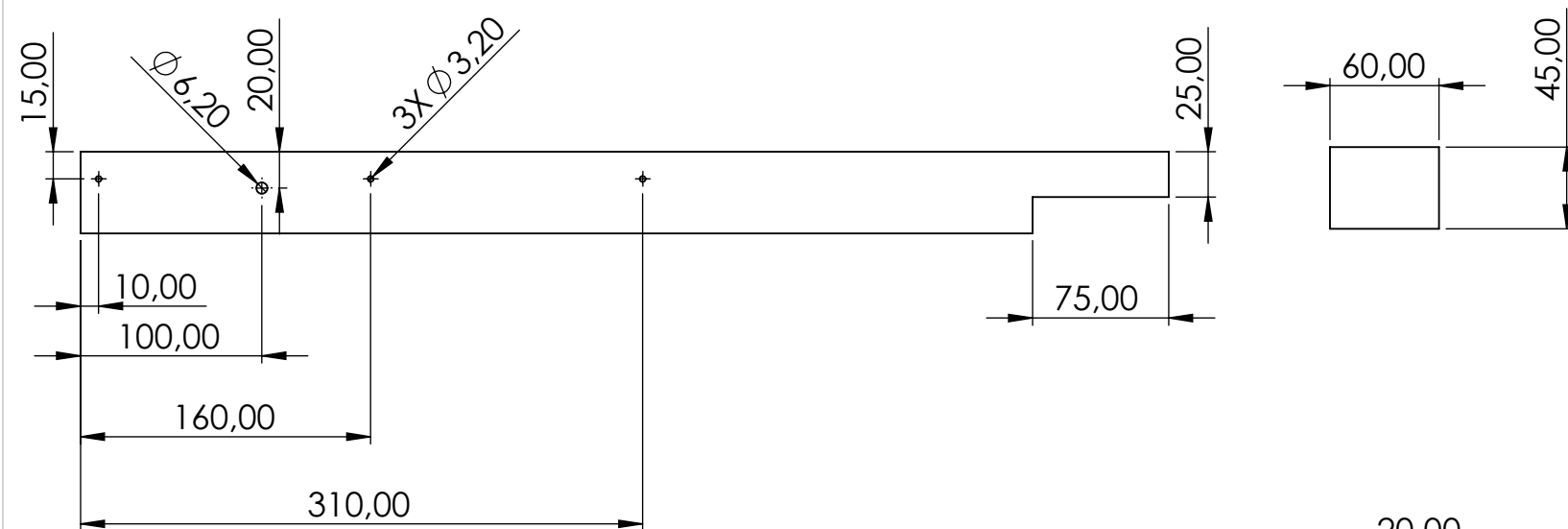


ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 3

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones: Taladros pasantes M6	Pieza: Brazo mecanismo - 42cm	Plano nº: 9
Revisado / fecha: Javier Luzón / 03-06-2019	Fecha de entrega TFG: 04/06/2019	Cantidad: 2
Dibujado / fecha : Jon Rubio / 25-05-2019	Formato: DIN A4	Escala: 1:3
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA</b> <b>BARCELONATECH</b> Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Masa: 0.233 kg	Proyección 
	Material: Hierro (G300)	





ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Taladros pasantes.  
Uniones mediante cordón de soldadura.

**Pieza:**  
Cajón deslizamiento - Izqda

**Plano nº:**  
**11**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

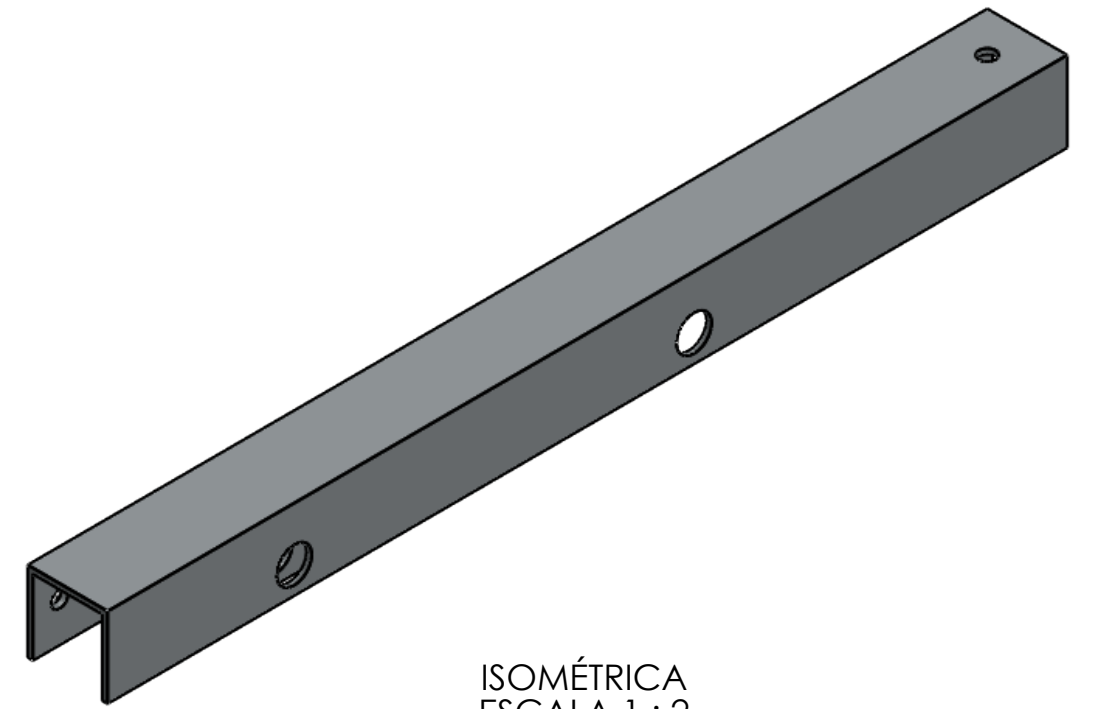
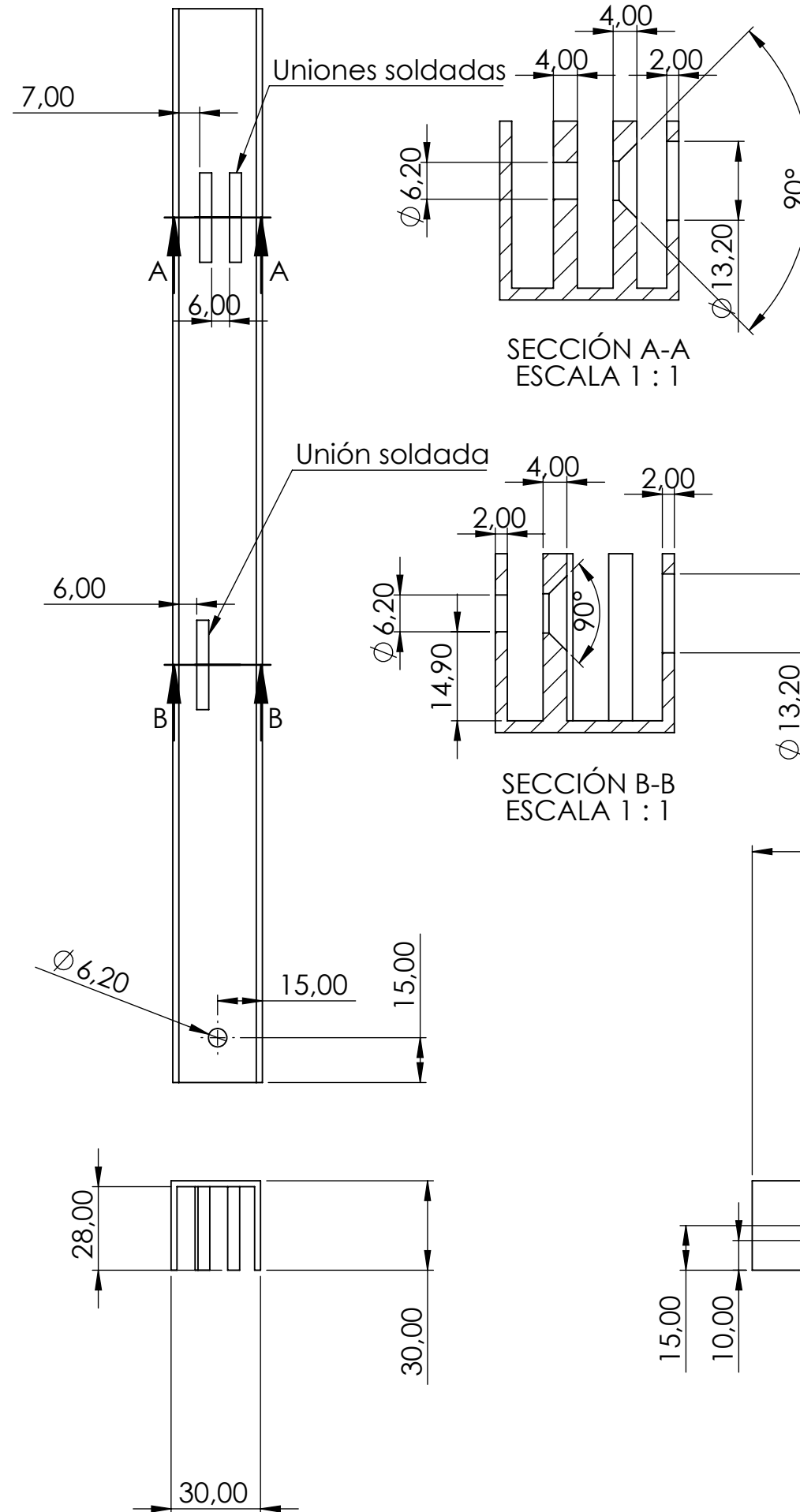
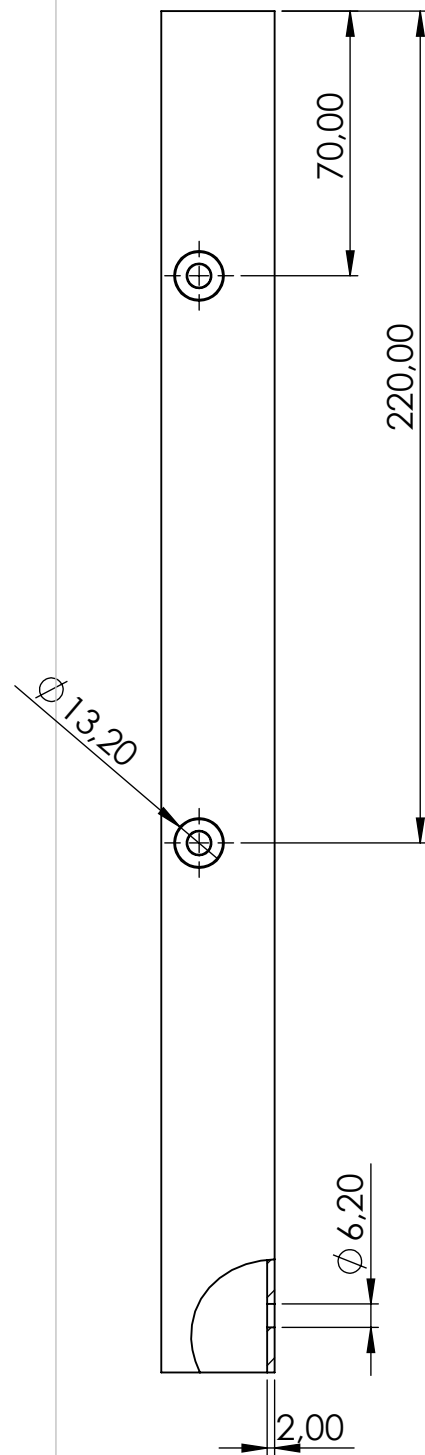
**Proyección**



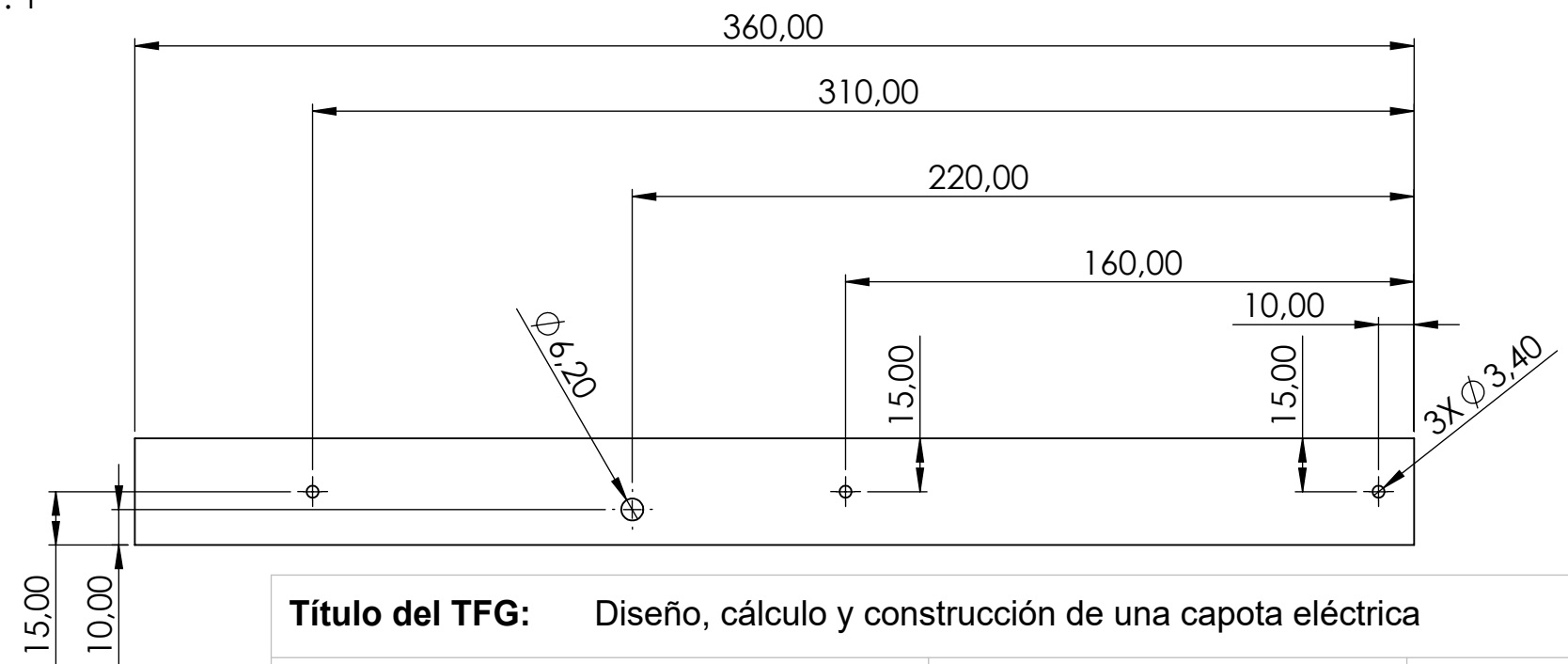
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 0.499 kg

**Material:** Aluminio A1060



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 2



**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Taladros pasantes.  
Uniones mediante cordón de soldadura.

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Pieza:**  
Montante delantero dcho

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Formato:**  
DIN A3

**Masa:** 0.494 kg

**Escala:**  
1:2

**Material:** Hierro (G300)

**Plano nº:**  
12

**Cantidad:** 1

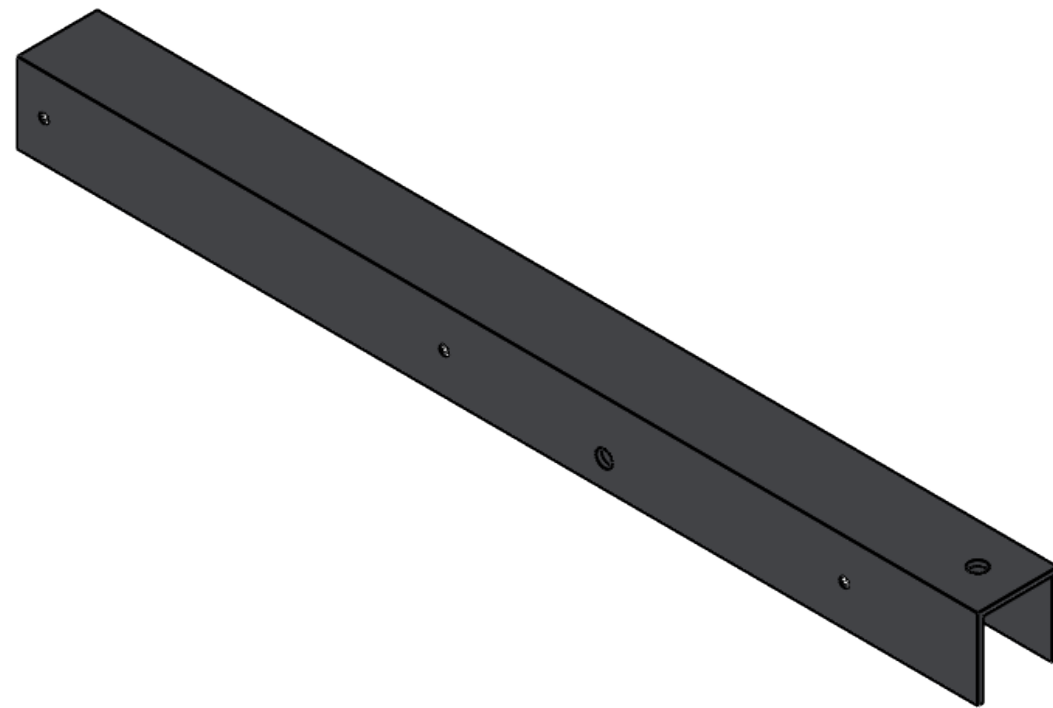
**Proyección**



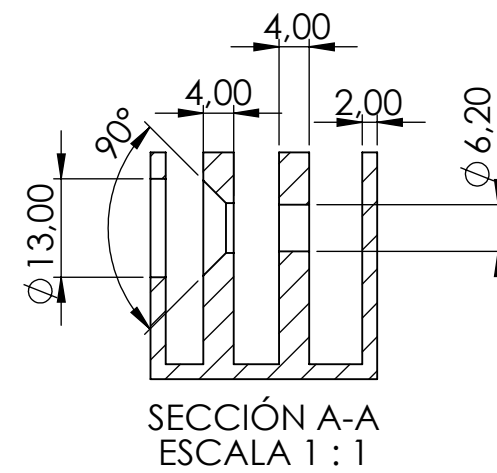
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est



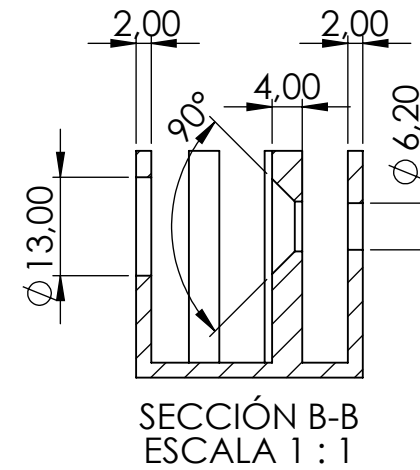




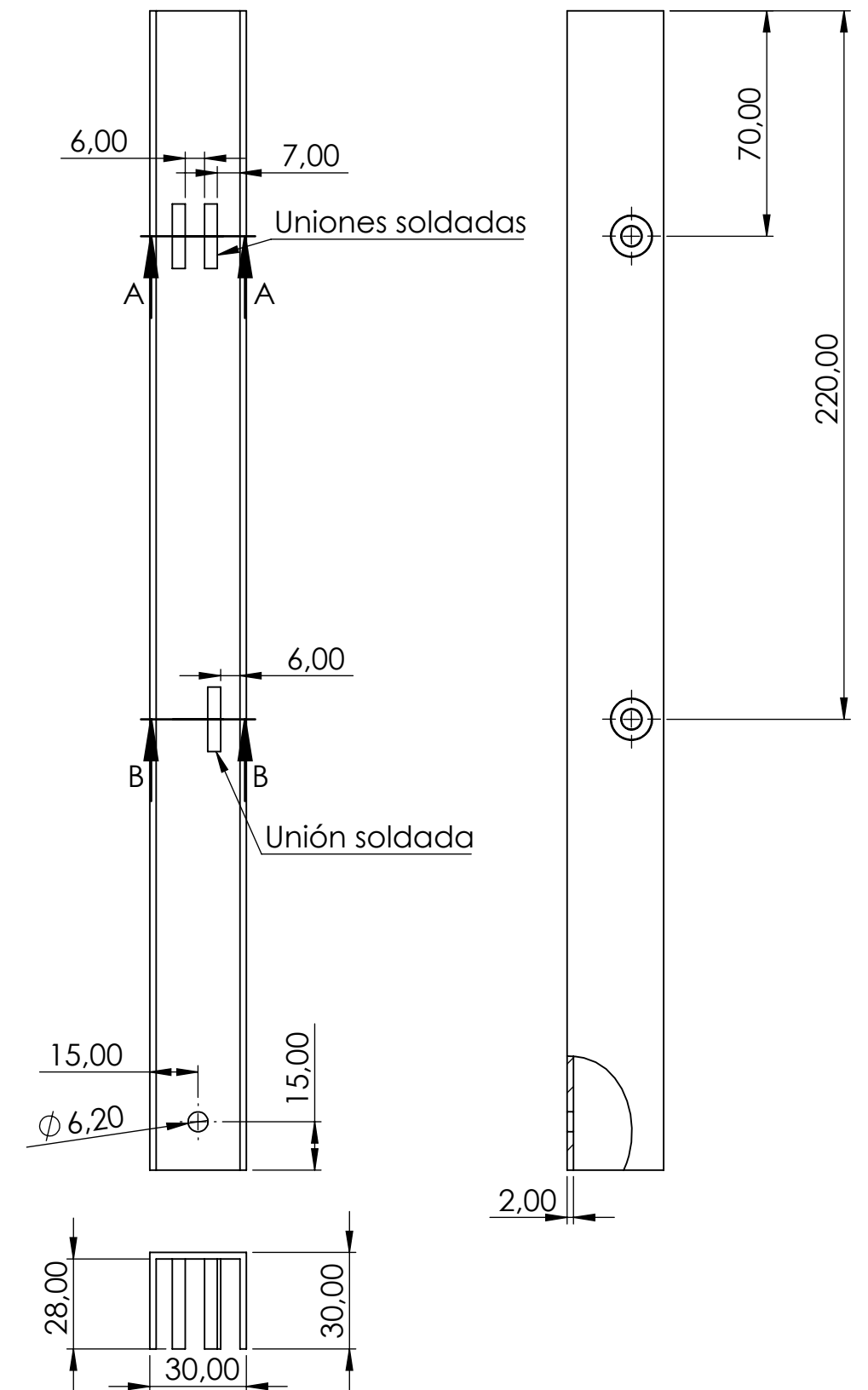
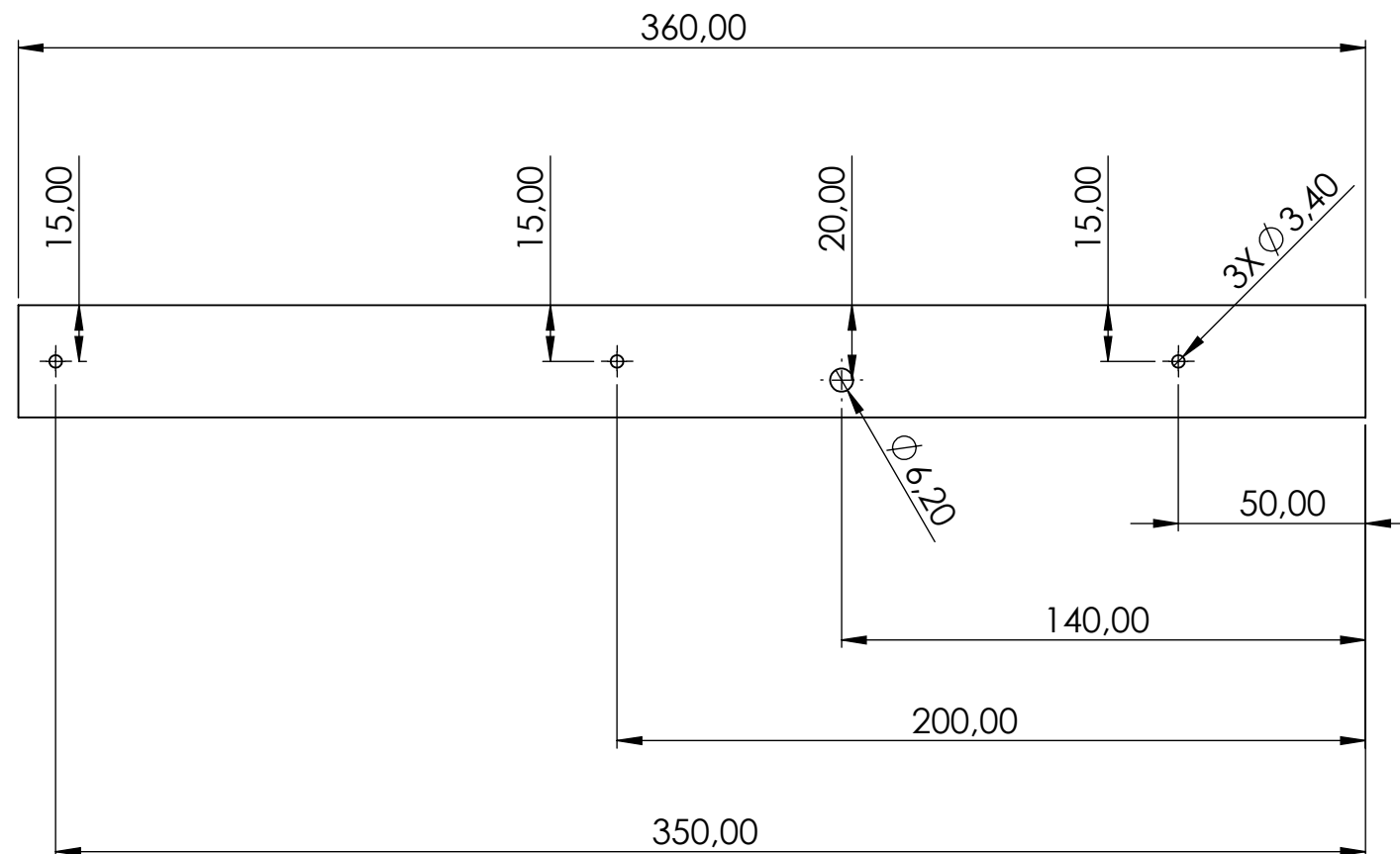
ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1



**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Taladros pasantes.  
Uniones mediante cordón de soldadura.

**Pieza:**  
Montante delantero izqdo

**Plano nº:**  
**13**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:2

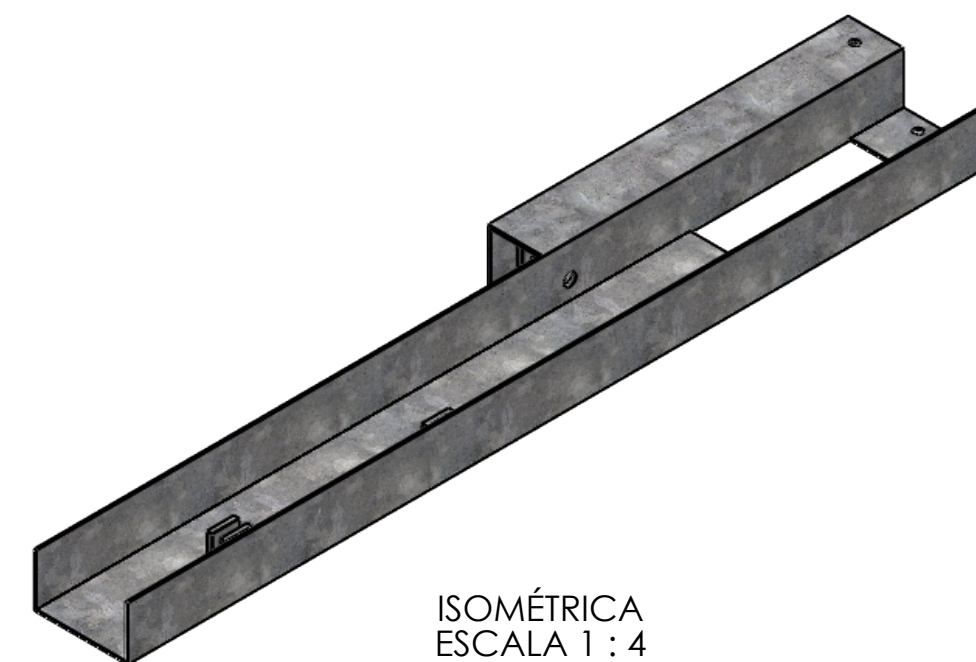
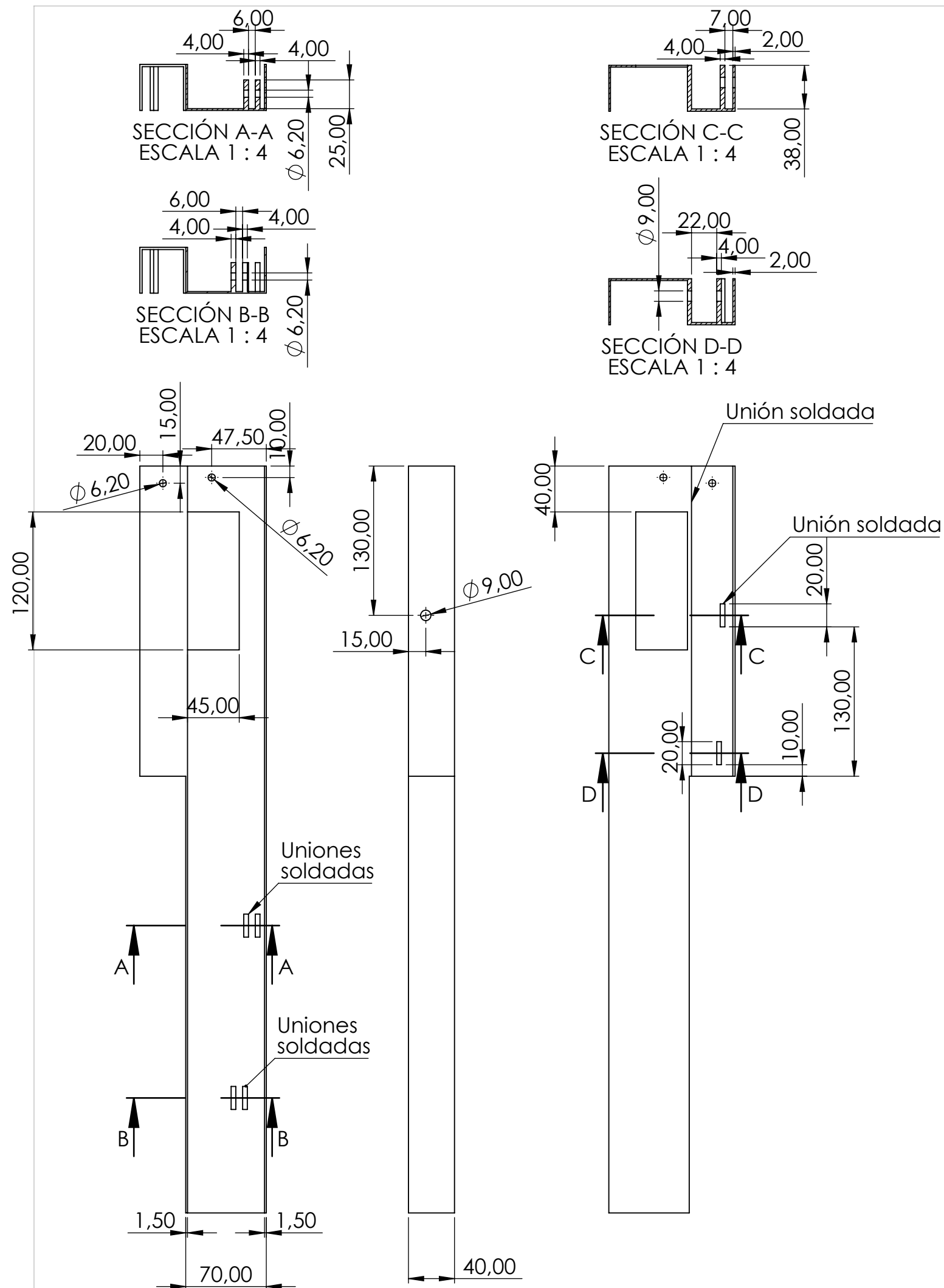
**Proyección**



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 0.494 kg

**Material:** Hierro (G300)



**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Taladros pasantes.  
Uniones mediante cordón de soldadura.

**Pieza:**  
Montante trasero dcho

**Plano nº:**  
**14**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

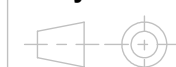
**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

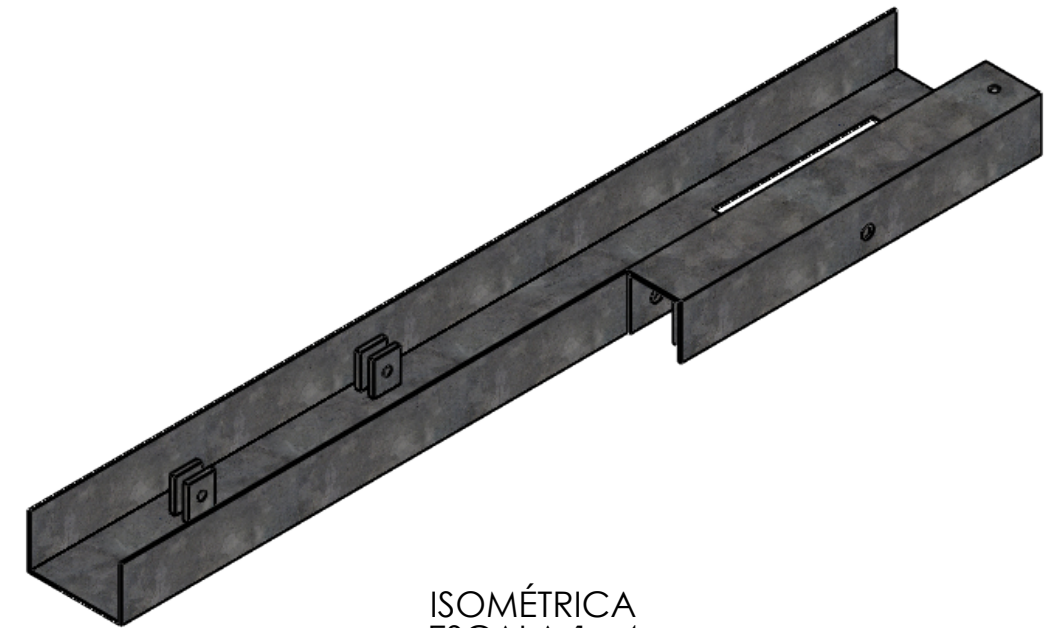
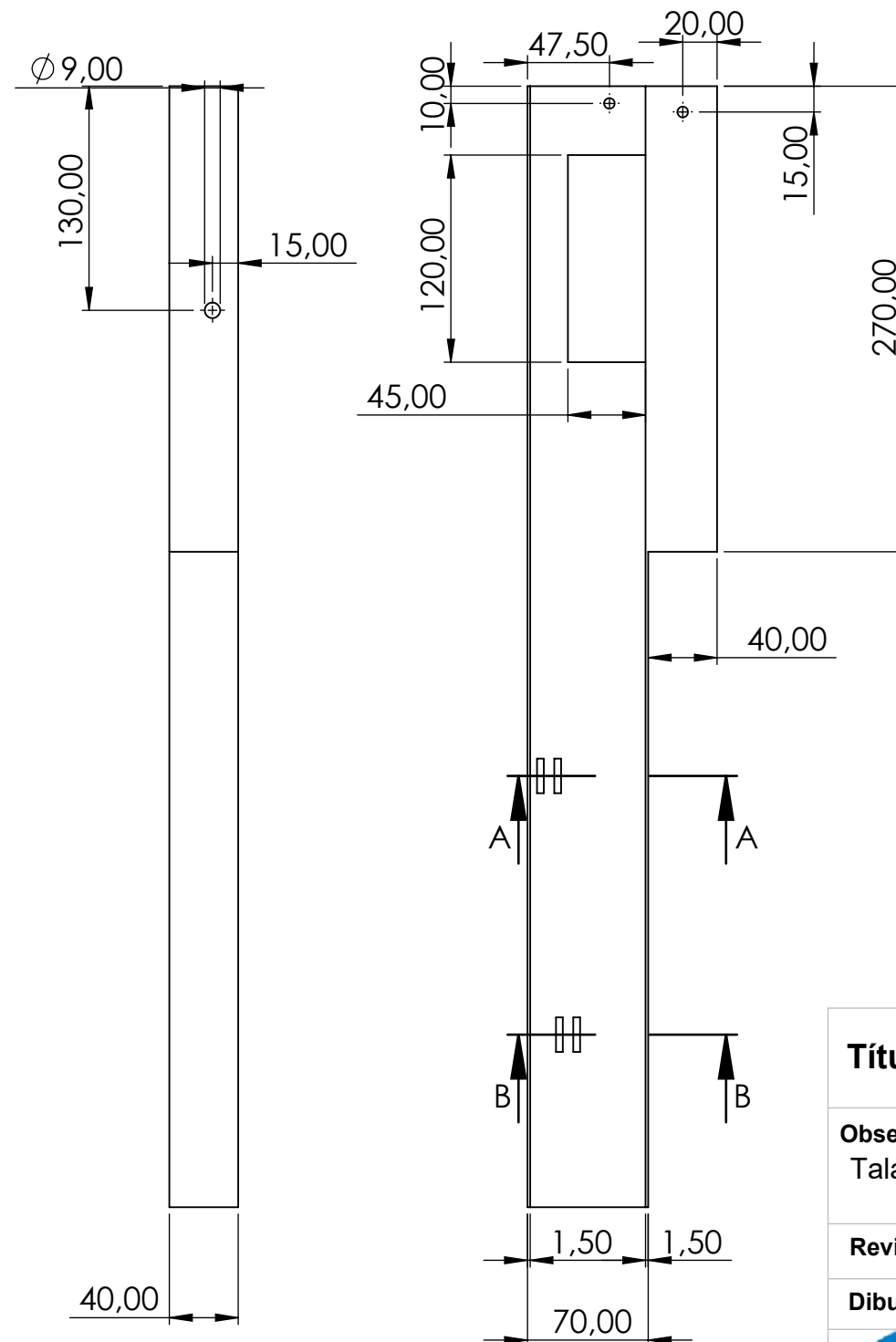
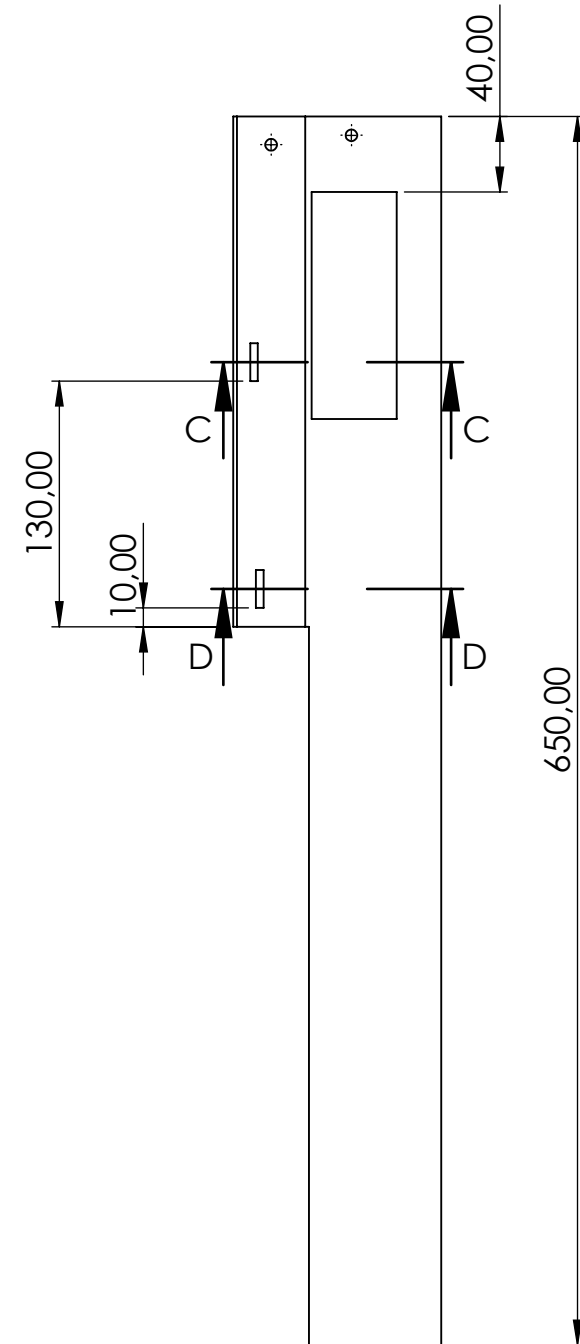
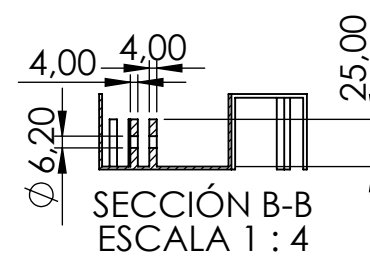
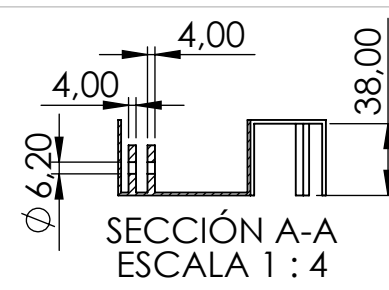
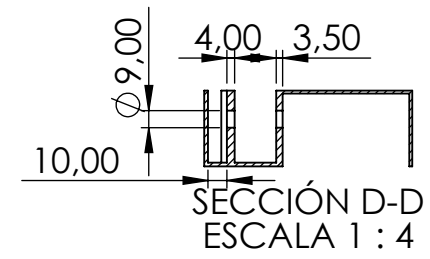
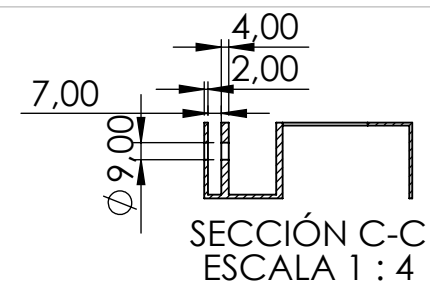
**Proyección**



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 1.49 kg

**Material:** Hierro (G300)



**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Taladros pasantes.

**Pieza:**  
Montante trasero izqdo

**Plano nº:**  
**15**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

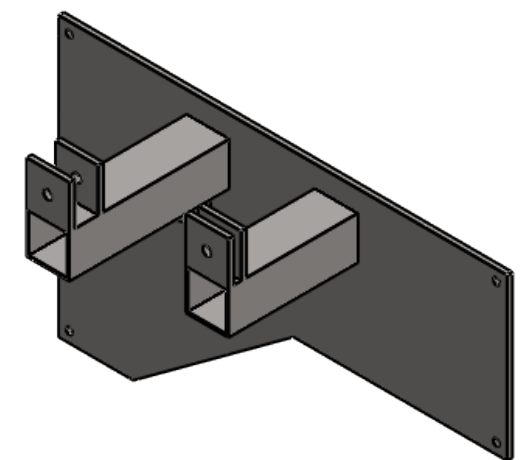
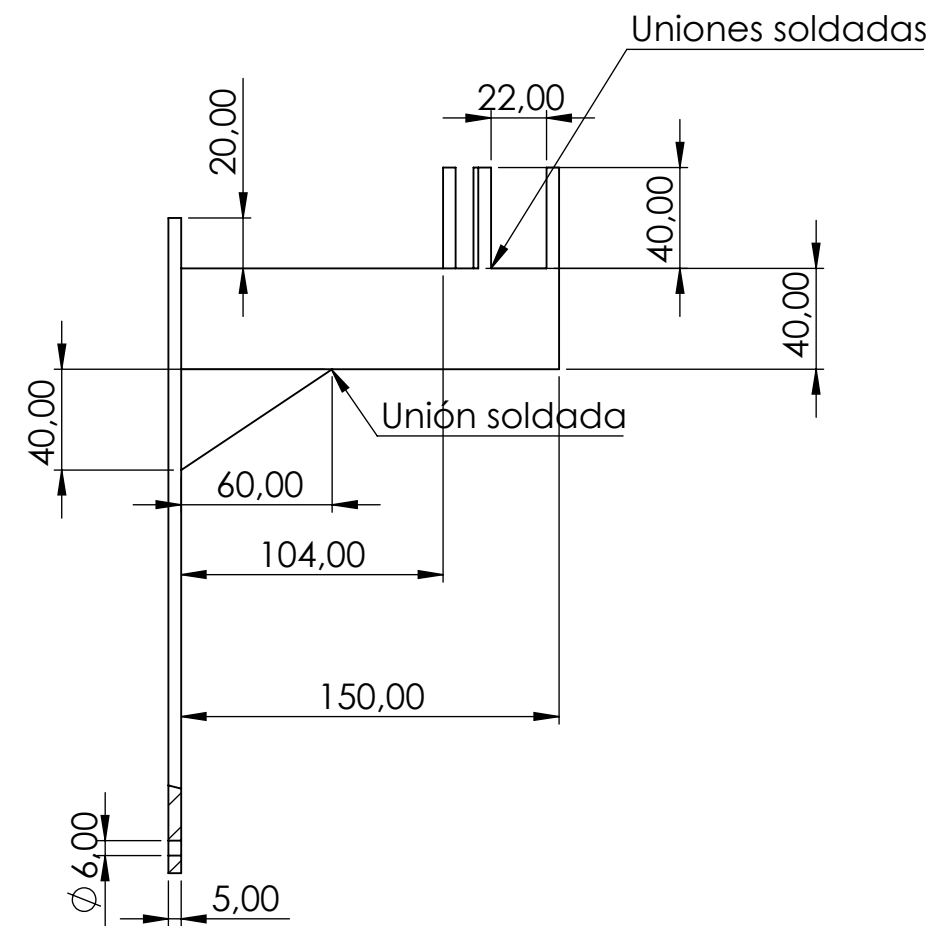
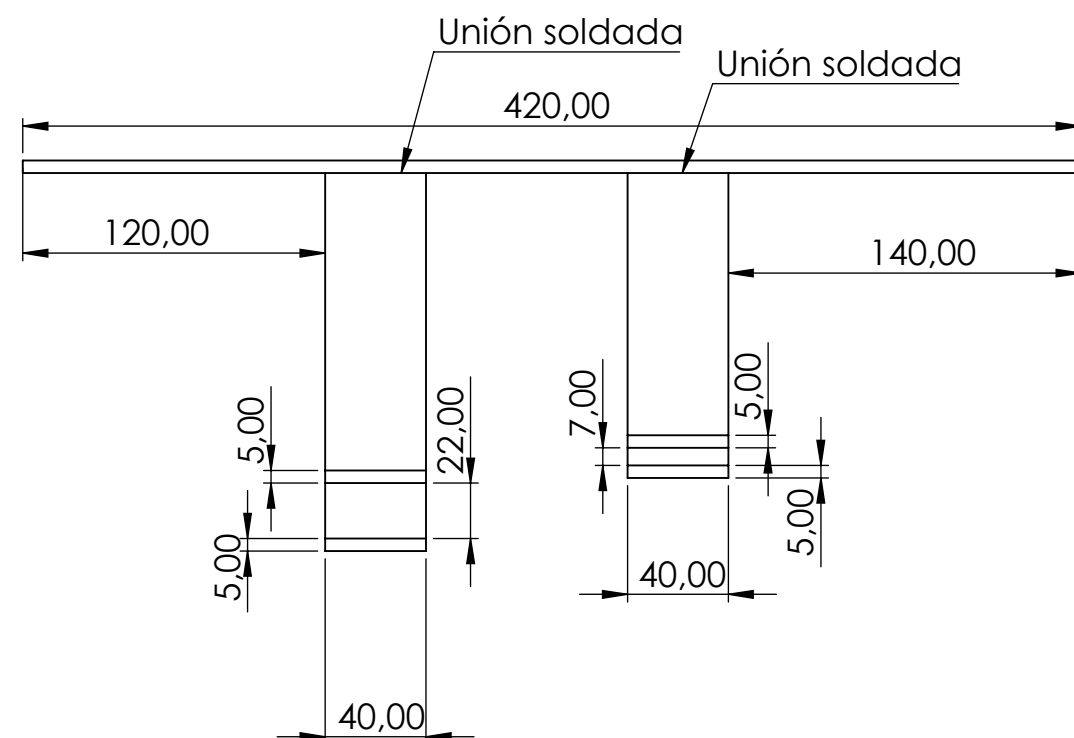
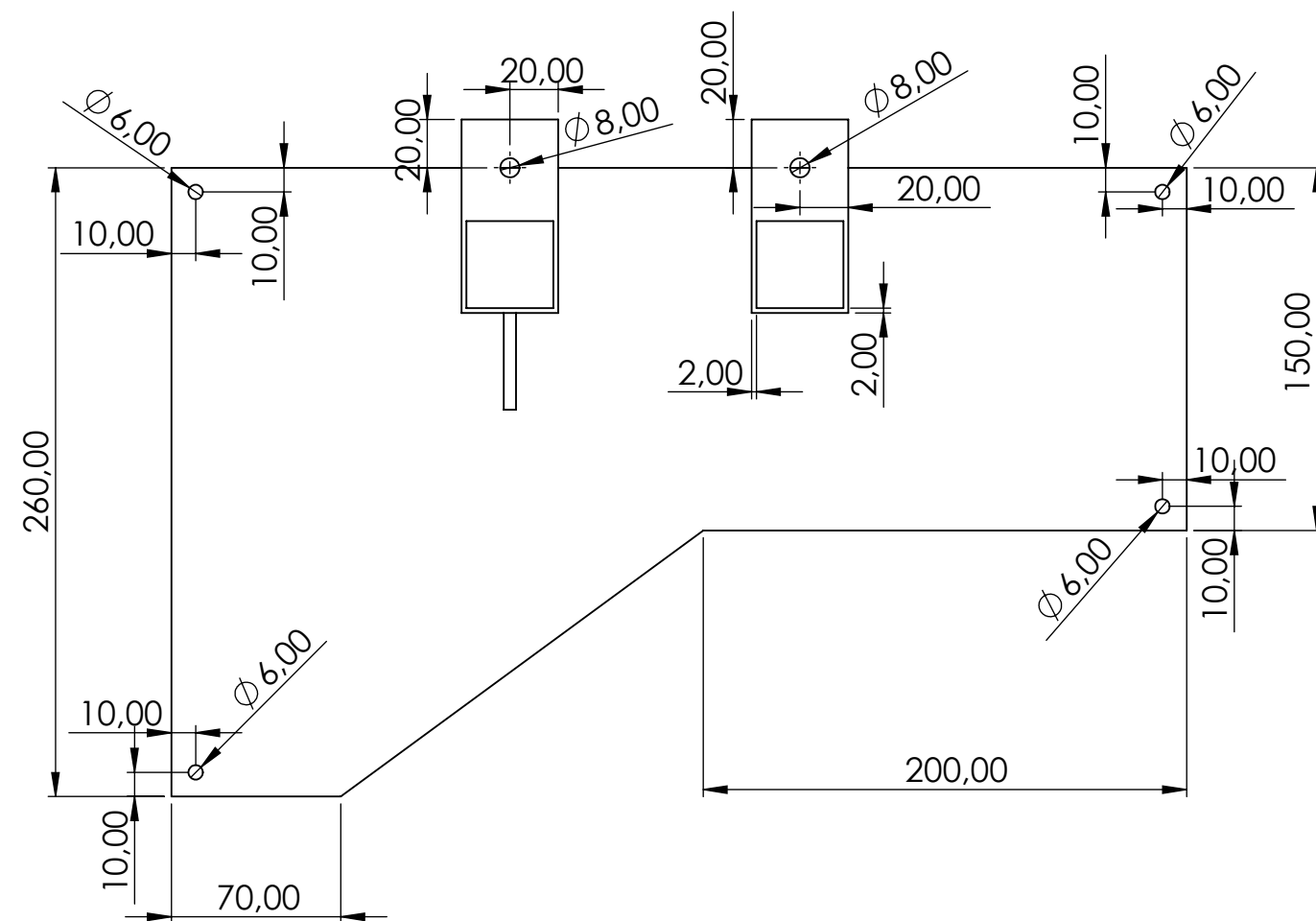
**Proyección**



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est


**Masa:** 1.49 kg

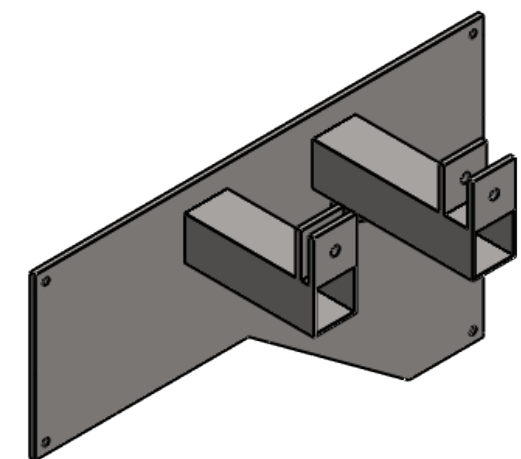
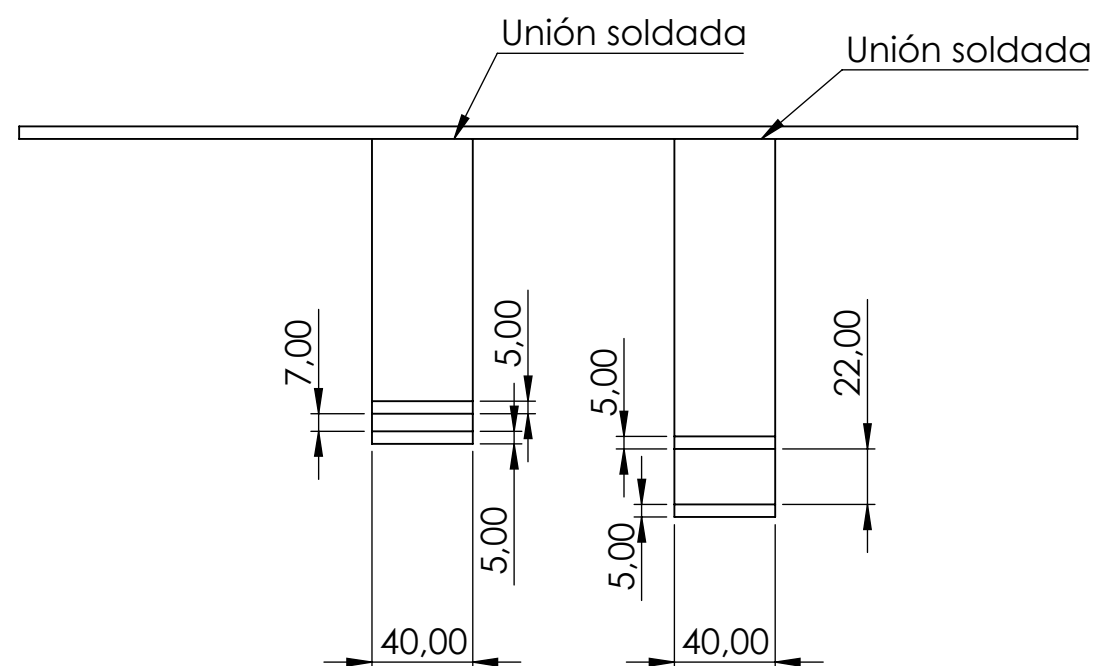
**Material:** Hierro (G300)



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

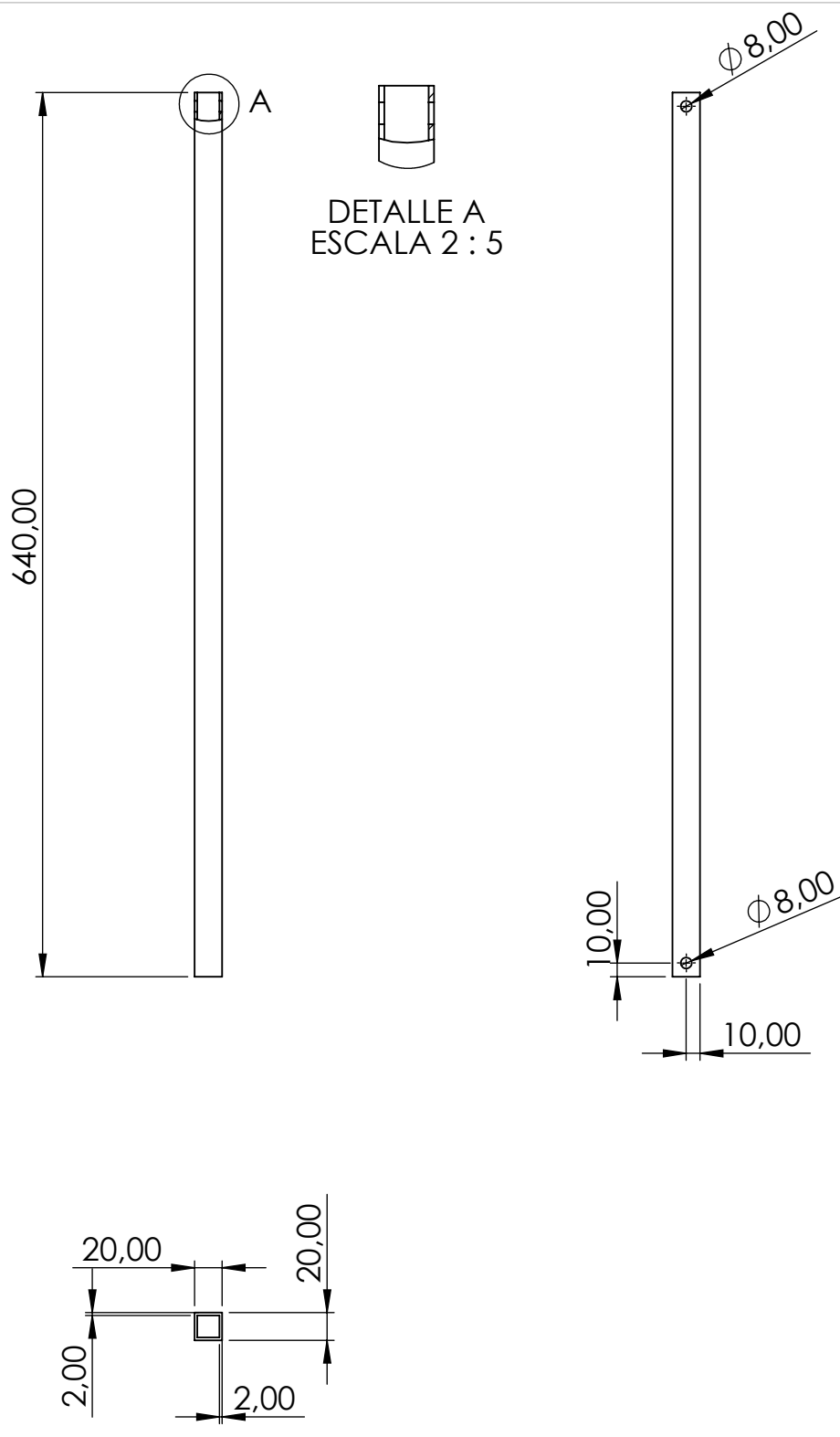
## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

<b>Observaciones:</b> Todos los agujeros son pasantes. Uniones mediante cordón de soldadura.	<b>Pieza:</b> Soporte mecanismo - vehículo Derecha	<b>Plano nº:</b> <b>16</b>
<b>Revisado:</b> Javier Luzón / 03-06-2019	<b>Fecha entrega TFG :</b> 04/06/2019	<b>Cantidad:</b> 1
<b>Dibujado / fecha:</b> Jon Rubio / 25-05-2019	<b>Formato:</b> DIN A3	<b>Escala:</b> 1:3
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA</b> <b>BARCELONATECH</b> Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	<b>Masa:</b> kg	<b>Material:</b> Hierro (G300)





ISOMÉTRICA  
ESCALA 1:5

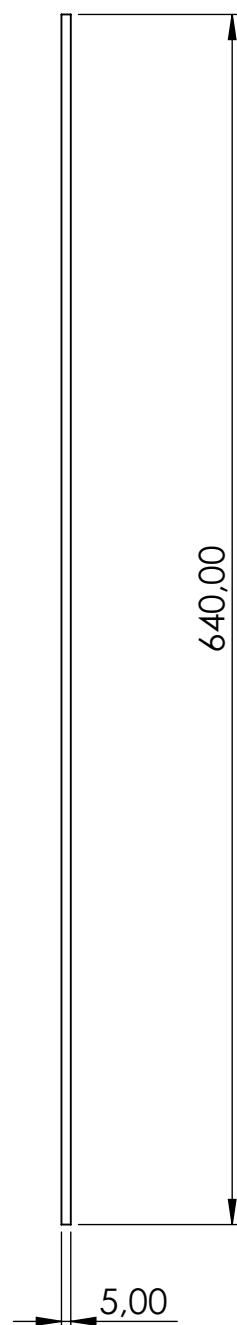
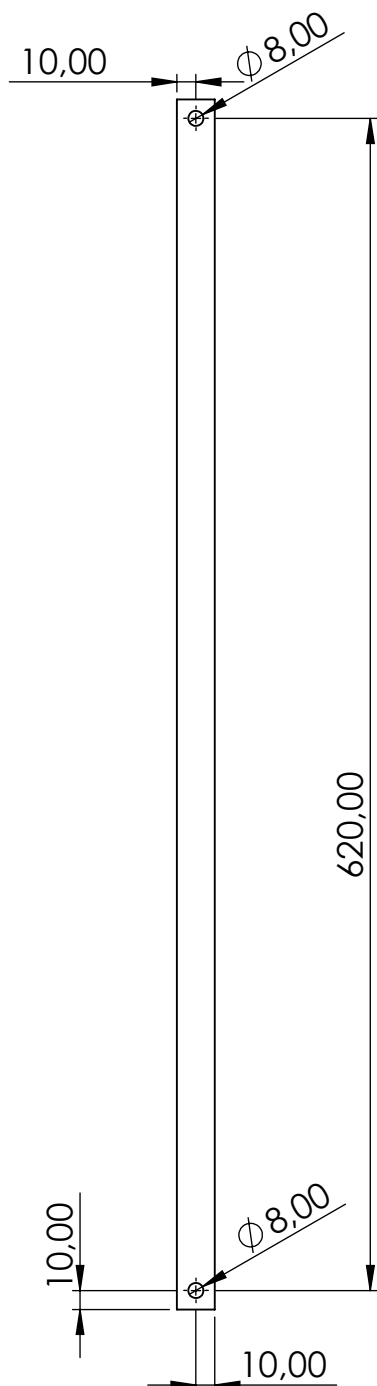
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones: Taladros pasantes M8 Pieza simétrica	Pieza: <b>Brazo principal</b>	Plano nº: <b>18</b>
<b>Revisado / fecha:</b> Javier Luzón / 03-06-2019	Fecha de entrega TFG: <b>04/06/2019</b>	Cantidad: <b>2</b>
<b>Dibujado / fecha :</b> Jon Rubio / 25-05-2019	Formato: <b>DIN A4</b>	Escala: <b>1:5</b>
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH</b> Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Proyección 	
	Masa: 0.652 kg	Material: Hierro (G300)



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5

## Título del TFG: Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

Observaciones:  
Taladros pasantes.

Pieza:  
**Brazo secundario**

Plano nº:  
**19**

**Revisado / fecha:** Javier Luzón / 03-06-2019

Fecha de entrega TFG: **04/06/2019**

Cantidad: **2**

**Dibujado / fecha :** Jon Rubio / 25-05-2019

Formato:  
**DIN A4**

Escala:  
**1:4**

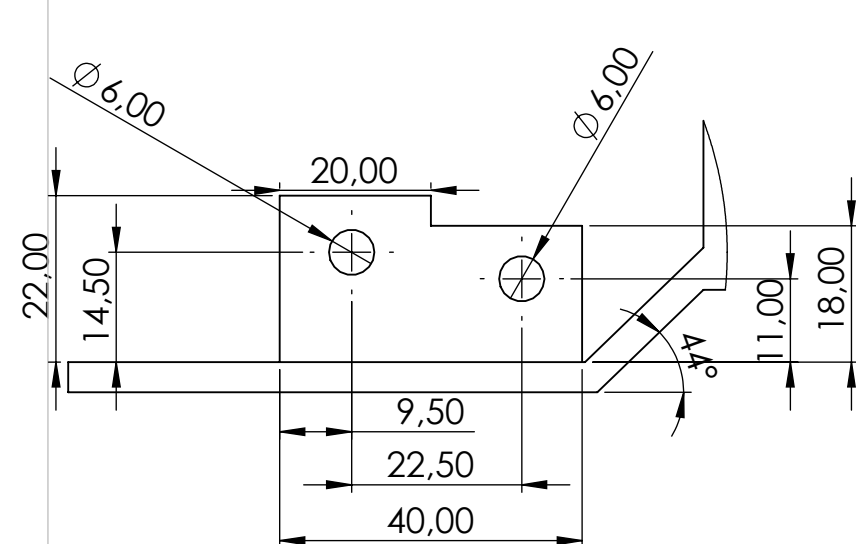
Proyección



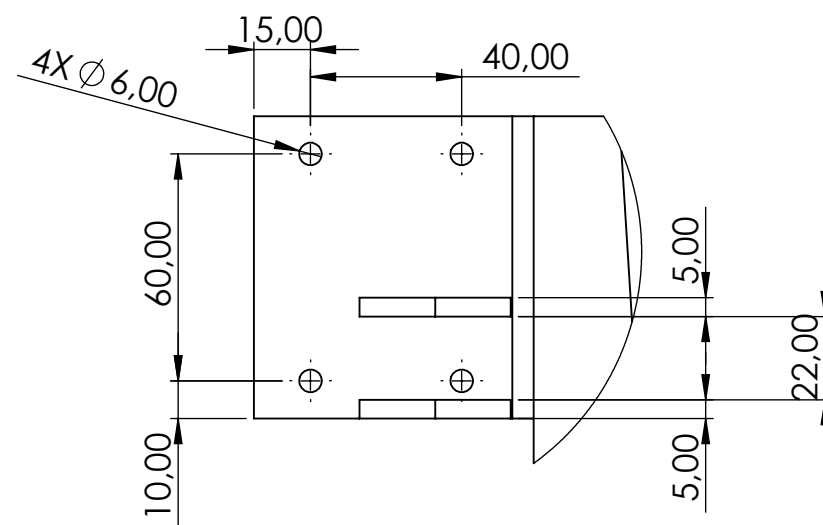
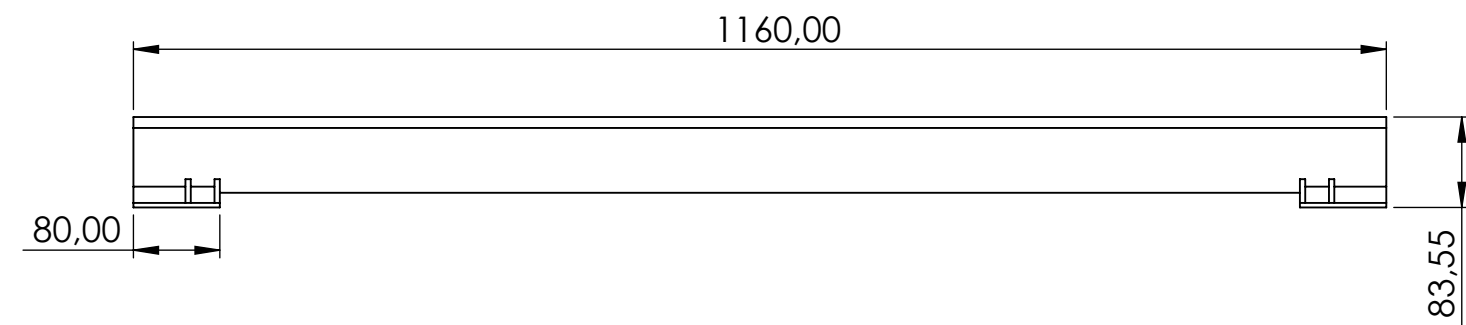
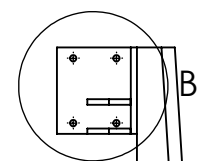
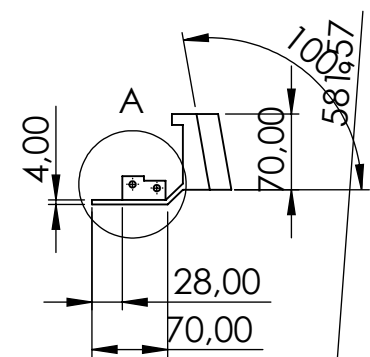
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 0.450 kg

**Material:** Hierro (G300)

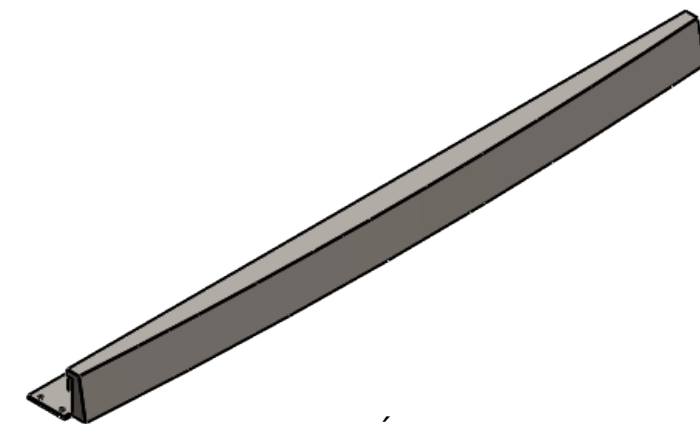


DETALLE A  
ESCALA 1 : 1



DETALLE B  
ESCALA 1 : 2

Longitud: 1160.92mm



ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 10

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Todos los agujeros son pasantes.  
Elemento simétrico.  
Elemento hueco.

**Pieza:**  
Tapa aerodinámica frontal

**Plano nº:**  
**20**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:7

**Proyección**  

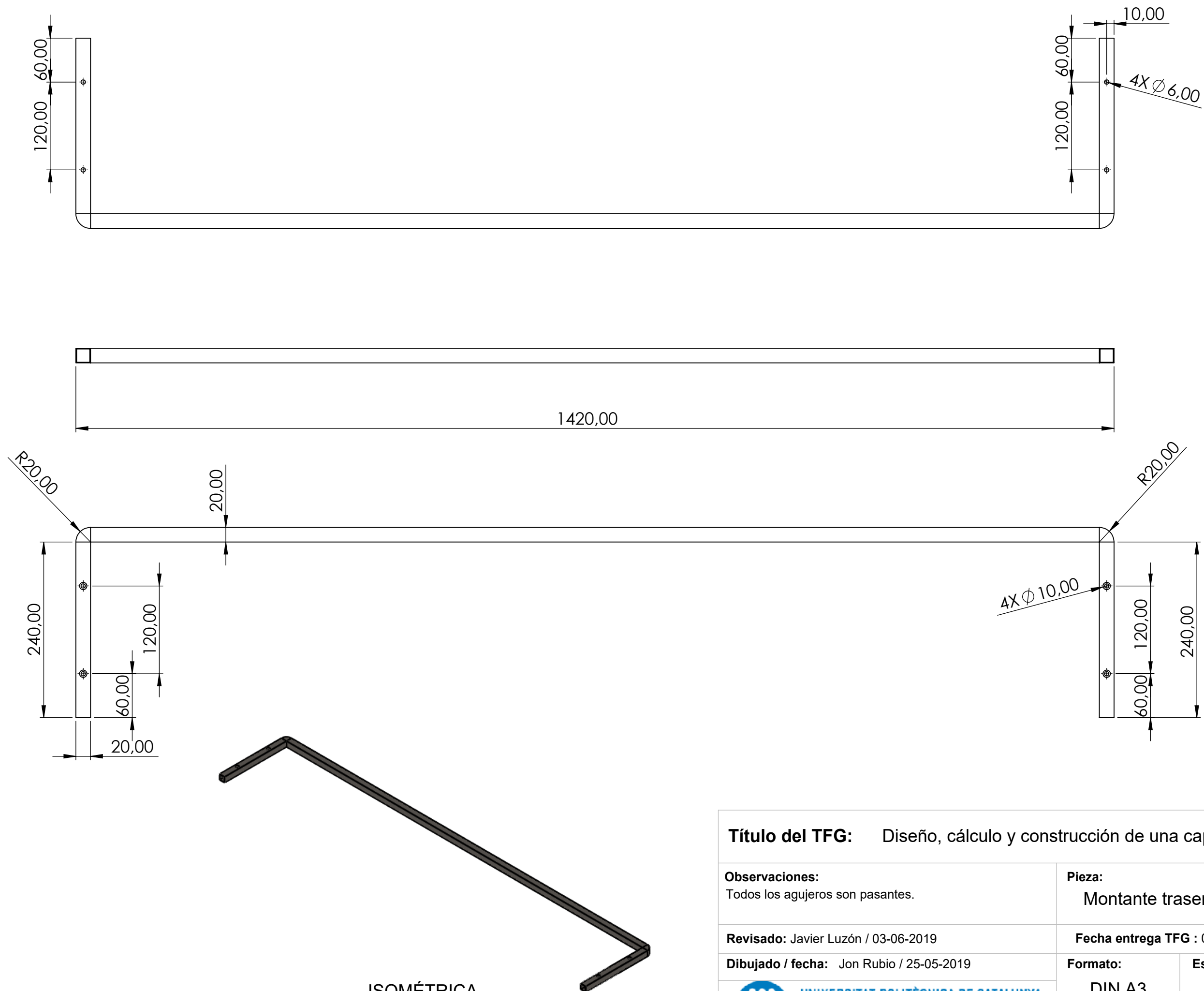



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 7.22 kg

**Material:** Chapa Acero





ISOMÉTRICA  
ESCALA 1:10

**Título del TFG:** Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

**Observaciones:**  
Todos los agujeros son pasantes.

**Pieza:**  
Montante trasero izqdo

**Plano nº:**  
**21**

**Revisado:** Javier Luzón / 03-06-2019

**Fecha entrega TFG :** 04/06/2019

**Cantidad:** 1

**Dibujado / fecha:** Jon Rubio / 25-05-2019

**Formato:**  
DIN A3

**Escala:**  
1:4

**Proyección**



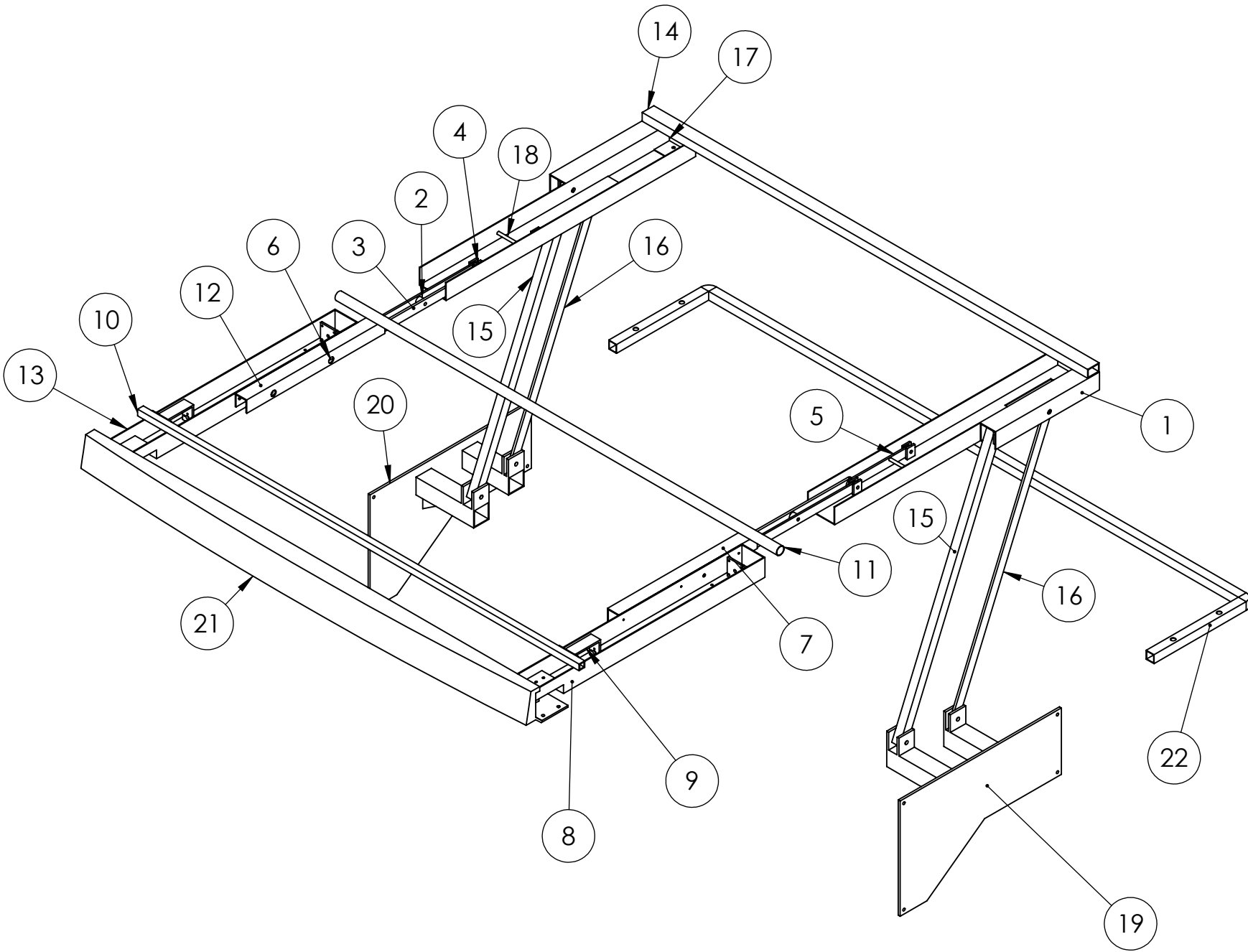
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

**Masa:** 1.13 kg


**Material:** Hierro (G300)



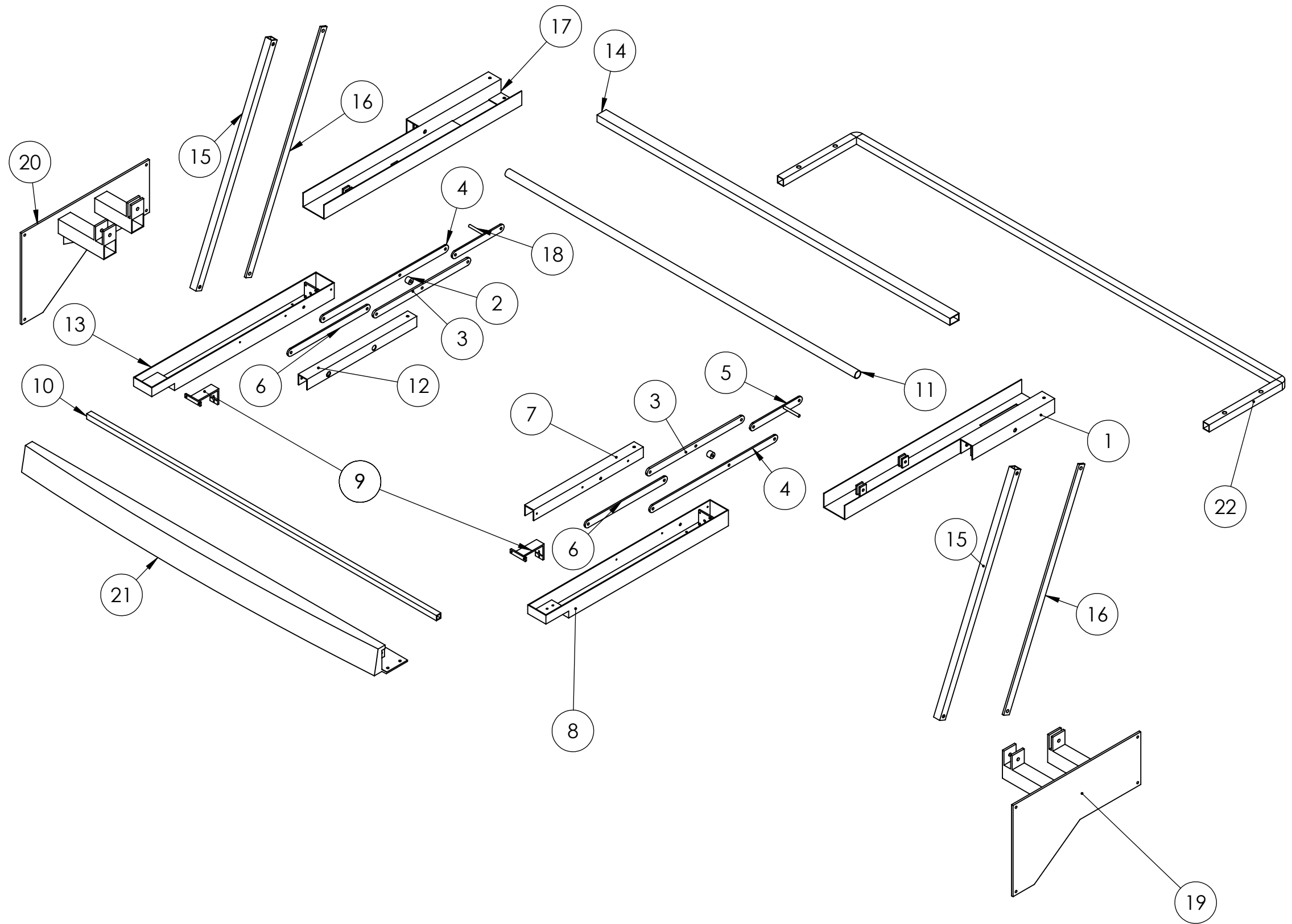
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Montante trasero - Izquierdo	Hierro (G300)	1
2	Mecanismo - Ajuste distancia	Hierro (G300)	2
3	Brazo mecanismo - 32cm	Hierro (G300)	2
4	Brazo mecanismo - 42cm	Hierro (G300)	2
5	Brazo mecanismo - 17cm - Izquierda	Hierro (G300)	1
6	Brazo mecanismo - 27cm	Hierro (G300)	2
7	Montante delantero izquierdo	Hierro (G300)	1
8	Cajón deslizamiento - Izquierdo	Hierro (G300)	1
9	Adaptador travesero a husillo	Hierro (G300)	2
10	Travesero delantero	Hierro (G300)	1
11	Travesero medio	Acero AISI 4340	1
12	Montante delantero derecho	Hierro (G300)	1
13	Cajón guía - Derecho	Aluminio Aleación 1060	1
14	Travesero trasero	Hierro (G300)	1
15	Brazo principal	Hierro (G300)	2
16	Brazo secundario	Hierro (G300)	2
17	Montante trasero - Derecho	Hierro (G300)	1
18	Brazo mecanismo - 17cm - Derecha	Hierro (G300)	1
19	Soporte Mecanismo - Vehículo Izquierda	Hierro (G300)	1
20	Soporte Mecanismo - Vehículo Derecha	Hierro (G300)	1
21	Tapa aerodinámica	Hierro (G300)	1
22	Soporte inferior	Hierro (G300)	1




**Título del TFG:**   Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

<b>Observaciones:</b> Ensamblaje del mecanismo sin elementos comerciales.		<b>Pieza:</b> Ensamblaje		<b>Plano nº:</b> 22
<b>Revisado:</b> Javier Luzón / 03-06-2019		<b>Fecha entrega TFG :</b> 04/06/2019		<b>Cantidad:</b> 1
<b>Dibujado / fecha:</b> Jon Rubio / 25-05-2019		<b>Formato:</b> DIN A3	<b>Escala:</b> 1:10	<b>Proyección</b> 
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		<b>Masa:</b> 27.1 kg		<b>Material:</b> Hierro, Aluminio y Acero

N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA
1	Montante trasero - Izquierdo
2	Mecanismo - Ajuste distancia
3	Brazo mecanismo - 32cm
4	Brazo mecanismo - 42cm
5	Brazo mecanismo - 17cm - Izquierda
6	Brazo mecanismo - 27cm
7	Montante delantero izquierdo
8	Cajón deslizamiento - Izquierdo
9	Adaptador travesero a husillo
10	Travesero delantero
11	Travesero medio
12	Montante delantero derecho
13	Cajón guía - Derecho
14	Travesero trasero
15	Brazo principal
16	Brazo secundario
17	Montante trasero - Derecho
18	Brazo mecanismo - 17cm - Derecha
19	Soporte Mecanismo - Vehículo Izquierda
20	Soporte Mecanismo - Vehículo Derecha
21	Tapa aerodinámica
22	Soporte inferior



**Título del TFG:**   Diseño, cálculo y construcción de una capota eléctrica

<b>Observaciones:</b> Ensamblaje del mecanismo sin elementos comerciales.		<b>Pieza:</b> Ensamblaje explosionado		<b>Plano nº:</b> <b>23</b>
<b>Revisado:</b> Javier Luzón / 03-06-2019		<b>Fecha entrega TFG :</b> 04/06/2019		<b>Cantidad:</b> 1
<b>Dibujado / fecha:</b> Jon Rubio / 25-05-2019		<b>Formato:</b> DIN A3	<b>Escala:</b> 1:10	<b>Proyección</b> 
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA</b> BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		<b>Masa:</b> 27.1 kg		<b>Material:</b> Hierro, Aluminio y Acero

## 20.2. Planos, fichas técnicas y esquemas de componentes y elementos normalizados

# Arandelas

Tornillería Reche, S.L.

Tornillería Reche, S.L.  
(+34) 965 551 986  
info@tornilleriareche.com

## Arandela plana DIN-125 A



### Características

Complementa al tornillo para distribuir sobre más superficie el par de apriete.

### Longitud

--

### Calidad del acero

6

### Cumple con la normativa Rohs



[ver certificado de cumplimiento de Rohs](#)

## Medidas

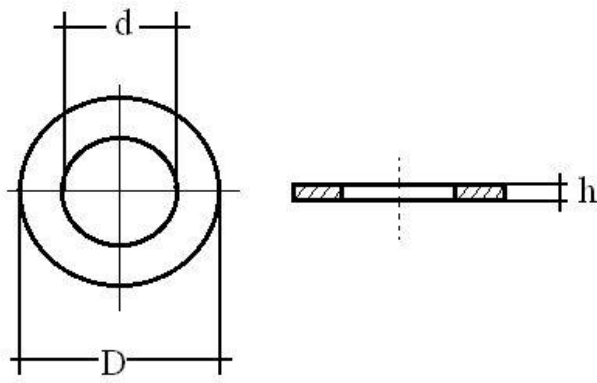
d(diámetro caña)	D(diámetro cabeza)	h(altura cabeza)
M-3	7,00	0,50
M-4	9,00	0,80
M-5	10,00	1,00
M-6	12,00	1,60
M-7	14,00	1,60
M-8	16,00	1,60
M-10	20,00	2,00

## Plano

### Acabados recubrimientos electrolíticos

» Bicromatado	
» Grafito	
» Oro- viejo	
» Cincado	
» Cincado JS-500	
» Latón	
» Óxido militar	
» Níquel	
» Cincado negro	
» Níquel satinado	
» Pavonado	
» Cobre	

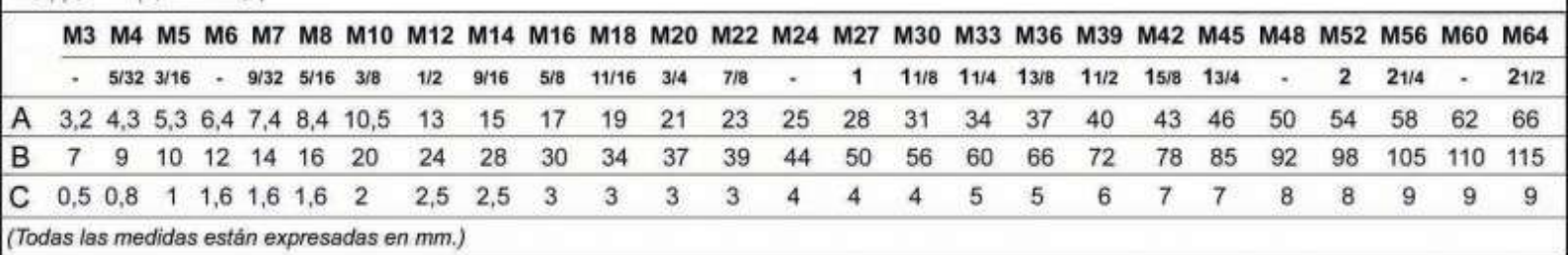
Disponemos de una infinidad de acabados electrolíticos y pintura líquida electrostática, además de los baños que aquí figuran. **Disponemos también de acabados antialérgicos sin níquel.**



[www.tornilleriareche.com](http://www.tornilleriareche.com) - Tornillería a medida  
Tornillos, tuercas, varillas, remaches, espárragos,  
arandelas, pasadores, y bulones

## Tornillería Reche, S.L.

C/ Huelva, 21  
03440 Ibi (Alicante)  
Telf. (+34) 965 551 986  
Fax. (+34) 965 554 005  
[info@tornilleriareche.com](mailto:info@tornilleriareche.com)



# Tornillos

Tornillería Reche, S.L.

Tornillería Reche, S.L.  
(+34) 965 551 986  
info@tornilleriareche.com

## Tornillo cabeza avellanada con allen DIN-7991



### Características

Su cabeza conica permite que el tornillo, en un agujero avellanado, se quede al mismo nivel que el emplazamiento donde se aloja, sin que sobresalga la cabeza.

### Longitud

Desde 10 hasta 60 milímetros.

### Calidad del acero

6.8

### Cumple con la normativa Rohs

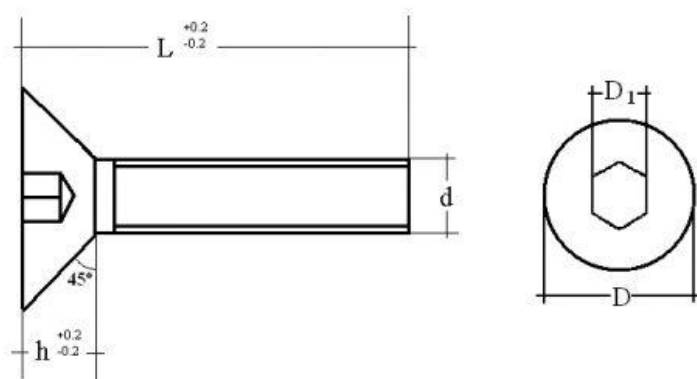


ver certificado de cumplimiento de Rohs

## Medidas

d(diámetro caña)	D(diámetro cabeza)	h(altura cabeza)
M-6	12	3,30
M-8	16	4,40

## Plano



### Acabados recubrimientos electrolíticos

Bicromatado	
Grafito	
Oro- viejo	
Cincado	
Cincado JS-500	
Latón	
Óxido militar	
Níquel	
Cincado negro	
Níquel satinado	
Pavonado	
Cobre	

Disponemos de una infinidad de acabados electrolíticos y pintura líquida electrostática, además de los baños que aquí figuran. Disponemos también de acabados antialérgicos sin níquel.



# Tuercas

Tornillería Reche, S.L.

Tornillería Reche, S.L.  
(+34) 965 551 986  
info@tornilleriareche.com

## Tuerca hexagonal autoblocante



### Características

Para la unión de elementos sin rosca propia. Estas tuercas tienen insertado un freno de nailon que hacen que no se muevan ni se aflojen con las vibraciones o movimientos, por lo que resultan muy útiles como topes y retenes en toda clase de ejes. Su resistencia a las vibraciones hacen que sean la mejor opción para fijar motores, ejes, ruedas y en general cualquier pieza que este sujeta a movimientos o vibraciones.

### Calidad del acero

6

### Cumple con la normativa Rohs

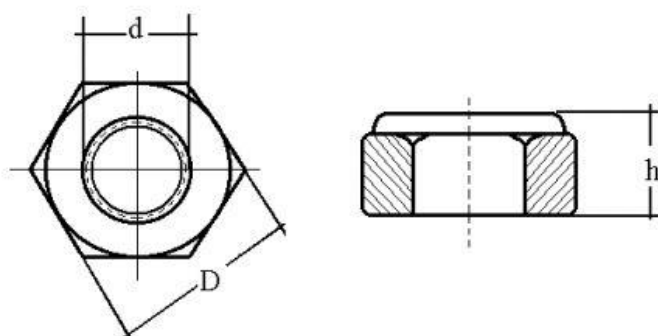


ver certificado de cumplimiento de Rohs

## Medidas

d(diámetro caña)	D(diámetro cabeza)	h(altura cabeza)
M-3	5,5	4
M-4	7	5
M-5	8	5
M-6	10	6
M-7	11	6,7
M-8	13	8
M-10	17	10
M-12	19	12

## Plano

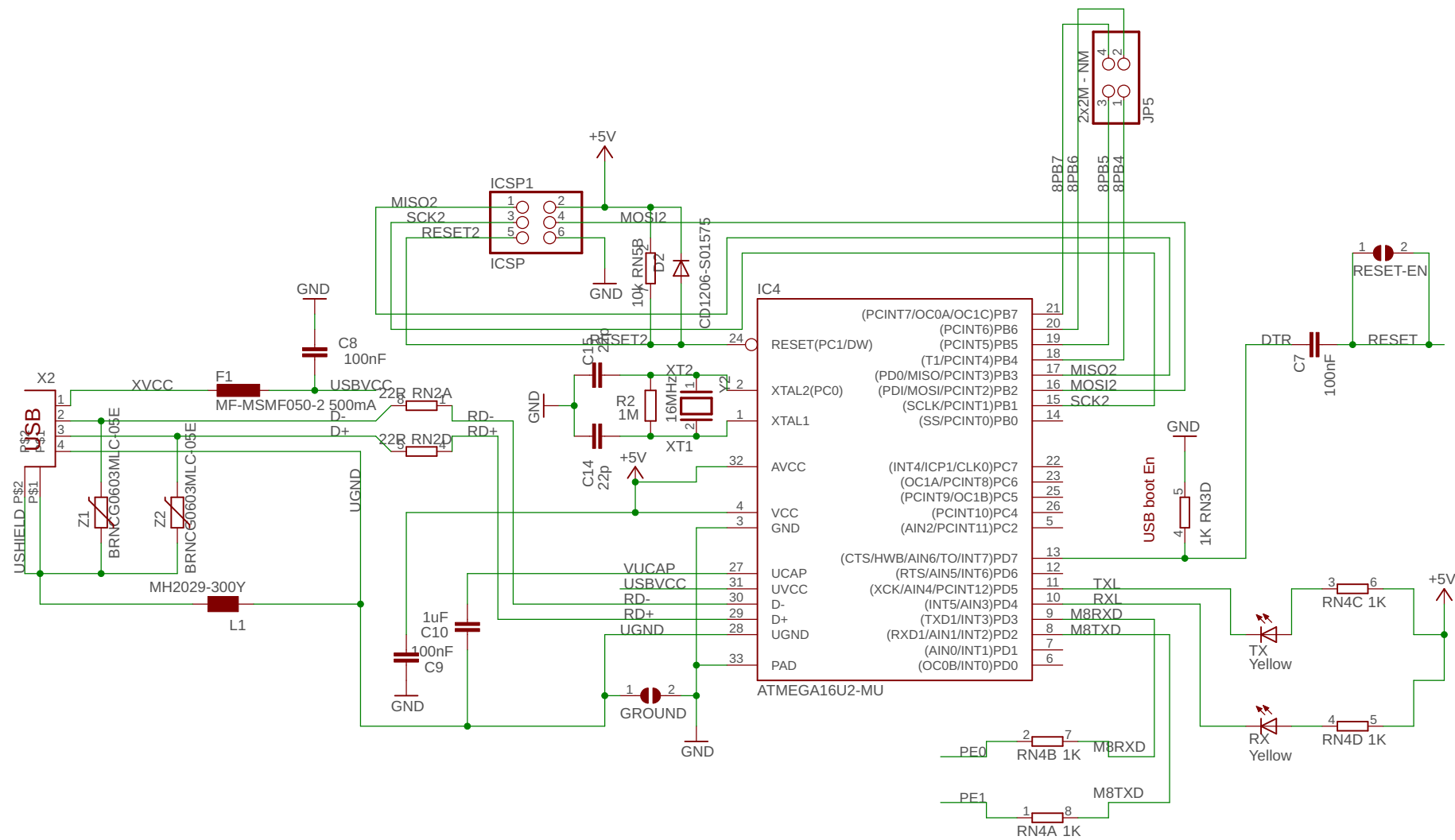


### Acabados recubrimientos electrolíticos

› Bicromatado	
› Grafito	
› Oro- viejo	
› Cincado	
› Cincado JS-500	
› Latón	
› Óxido militar	
› Níquel	
› Cincado negro	
› Níquel satinado	
› Pavonado	
› Cobre	

Disponemos de una infinidad de acabados electrolíticos y pintura líquida electrostática, además de los baños que aquí figuran. **Disponemos también de acabados antialérgicos sin níquel.**

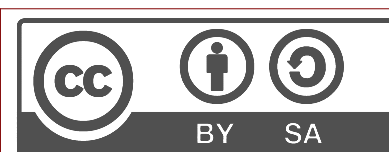




Reference Designs ARE PROVIDED "AS IS" AND "WITH ALL FAULTS." Arduino SA DISCLAIMS ALL OTHER WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, REGARDING PRODUCTS, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO, ANY IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE

Arduino SA may make changes to specifications and product descriptions at any time, without notice. The Customer must not rely on the absence or characteristics of any features or instructions marked "reserved" or "undefined." Arduino SA reserves these for future definition and shall have no responsibility whatsoever for conflicts or incompatibilities arising from future changes to them. The product information on the Web Site or Materials is subject to change without notice. Do not finalize a design with this info

ARDUINO and other Arduino brands and logos are Trademarks of Arduino SA. All Arduino SA Trademarks cannot be used without owner's formal permission



Arturo Guadalupi

MEGA2560\_Rev3e

23/01/19 17:57

Sheet: 2/2

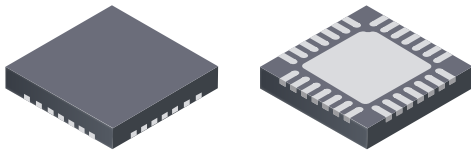
## DMOS Microstepping Driver with Translator And Overcurrent Protection

### Features and Benefits

- Low  $R_{DS(ON)}$  outputs
- Automatic current decay mode detection/selection
- Mixed and Slow current decay modes
- Synchronous rectification for low power dissipation
- Internal UVLO
- Crossover-current protection
- 3.3 and 5 V compatible logic supply
- Thermal shutdown circuitry
- Short-to-ground protection
- Shorted load protection
- Five selectable step modes: full,  $1/2$ ,  $1/4$ ,  $1/8$ , and  $1/16$

### Package:

28-contact QFN  
with exposed thermal pad  
5 mm × 5 mm × 0.90 mm  
(ET package)



Approximate size

### Description

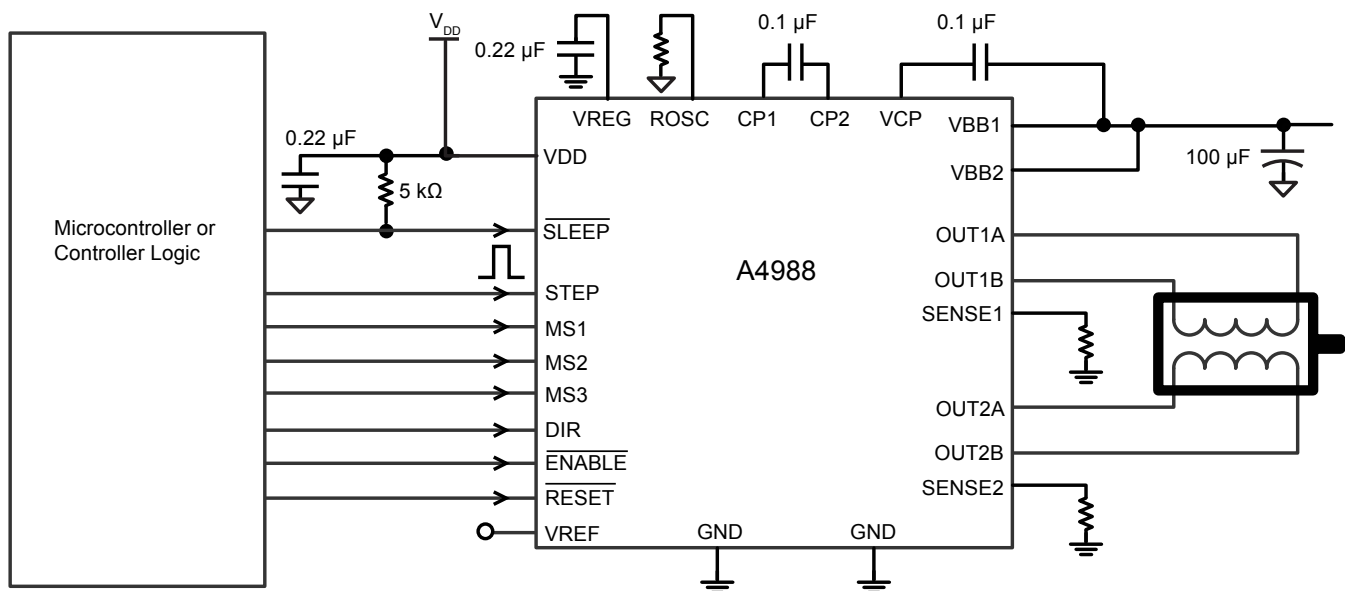
The A4988 is a complete microstepping motor driver with built-in translator for easy operation. It is designed to operate bipolar stepper motors in full-, half-, quarter-, eighth-, and sixteenth-step modes, with an output drive capacity of up to 35 V and  $\pm 2$  A. The A4988 includes a fixed off-time current regulator which has the ability to operate in Slow or Mixed decay modes.

The translator is the key to the easy implementation of the A4988. Simply inputting one pulse on the STEP input drives the motor one microstep. There are no phase sequence tables, high frequency control lines, or complex interfaces to program. The A4988 interface is an ideal fit for applications where a complex microprocessor is unavailable or is overburdened.

During stepping operation, the chopping control in the A4988 automatically selects the current decay mode, Slow or Mixed. In Mixed decay mode, the device is set initially to a fast decay for a proportion of the fixed off-time, then to a slow decay for the remainder of the off-time. Mixed decay current control results in reduced audible motor noise, increased step accuracy, and reduced power dissipation.

*Continued on the next page...*

### Typical Application Diagram



## Description (continued)

Internal synchronous rectification control circuitry is provided to improve power dissipation during PWM operation. Internal circuit protection includes: thermal shutdown with hysteresis, undervoltage lockout (UVLO), and crossover-current protection. Special power-on sequencing is not required.

The A4988 is supplied in a surface mount QFN package (ES), 5 mm × 5 mm, with a nominal overall package height of 0.90 mm and an exposed pad for enhanced thermal dissipation. It is lead (Pb) free (suffix –T), with 100% matte tin plated leadframes.

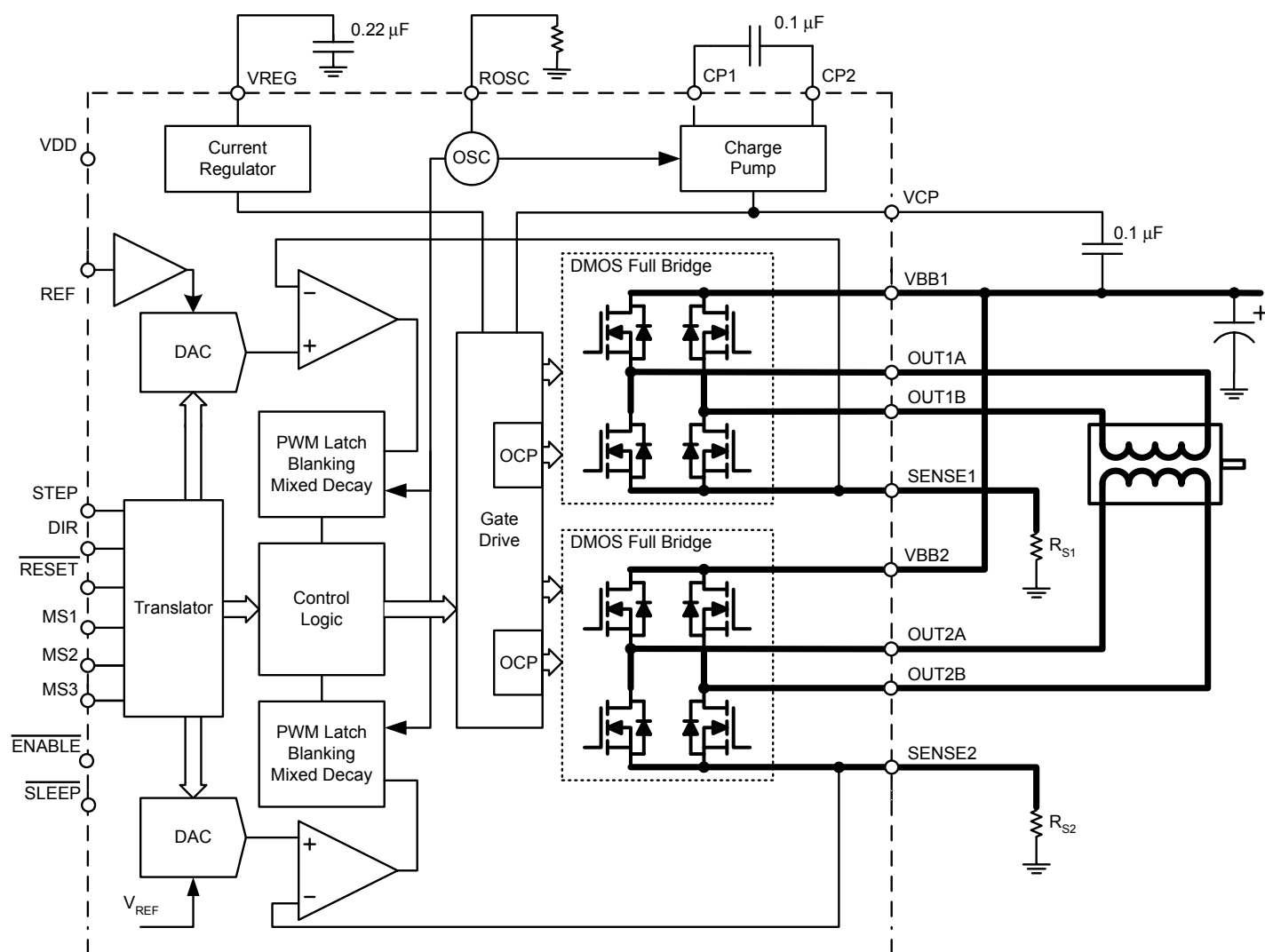
## Selection Guide

Part Number	Package	Packing
A4988SETTR-T	28-contact QFN with exposed thermal pad	1500 pieces per 7-in. reel

## Absolute Maximum Ratings

Characteristic	Symbol	Notes	Rating	Units
Load Supply Voltage	$V_{BB}$		35	V
Output Current	$I_{OUT}$		±2	A
Logic Input Voltage	$V_{IN}$		–0.3 to 5.5	V
Logic Supply Voltage	$V_{DD}$		–0.3 to 5.5	V
Motor Outputs Voltage			–2.0 to 37	V
Sense Voltage	$V_{SENSE}$		–0.5 to 0.5	V
Reference Voltage	$V_{REF}$		5.5	V
Operating Ambient Temperature	$T_A$	Range S	–20 to 85	°C
Maximum Junction	$T_{J(max)}$		150	°C
Storage Temperature	$T_{stg}$		–55 to 150	°C

Functional Block Diagram



**ELECTRICAL CHARACTERISTICS<sup>1</sup>** at  $T_A = 25^\circ\text{C}$ ,  $V_{BB} = 35\text{ V}$  (unless otherwise noted)

Characteristics	Symbol	Test Conditions	Min.	Typ. <sup>2</sup>	Max.	Units
Output Drivers						
Load Supply Voltage Range	V <sub>BB</sub>	Operating	8	–	35	V
Logic Supply Voltage Range	V <sub>DD</sub>	Operating	3.0	–	5.5	V
Output On Resistance	R <sub>DS(on)</sub>	Source Driver, I <sub>OUT</sub> = –1.5 A	–	320	430	mΩ
		Sink Driver, I <sub>OUT</sub> = 1.5 A	–	320	430	mΩ
Body Diode Forward Voltage	V <sub>F</sub>	Source Diode, I <sub>F</sub> = –1.5 A	–	–	1.2	V
		Sink Diode, I <sub>F</sub> = 1.5 A	–	–	1.2	V
Motor Supply Current	I <sub>BB</sub>	f <sub>PWM</sub> < 50 kHz	–	–	4	mA
		Operating, outputs disabled	–	–	2	mA
Logic Supply Current	I <sub>DD</sub>	f <sub>PWM</sub> < 50 kHz	–	–	8	mA
		Outputs off	–	–	5	mA
Control Logic						
Logic Input Voltage	V <sub>IN(1)</sub>		V <sub>DD</sub> ×0.7	–	–	V
	V <sub>IN(0)</sub>		–	–	V <sub>DD</sub> ×0.3	V
Logic Input Current	I <sub>IN(1)</sub>	V <sub>IN</sub> = V <sub>DD</sub> ×0.7	–20	<1.0	20	μA
	I <sub>IN(0)</sub>	V <sub>IN</sub> = V <sub>DD</sub> ×0.3	–20	<1.0	20	μA
Microstep Select	R <sub>MS1</sub>	MS1 pin	–	100	–	kΩ
	R <sub>MS2</sub>	MS2 pin	–	50	–	kΩ
	R <sub>MS3</sub>	MS3 pin	–	100	–	kΩ
Logic Input Hysteresis	V <sub>HYS(IN)</sub>	As a % of V <sub>DD</sub>	5	11	19	%
Blank Time	t <sub>BLANK</sub>		0.7	1	1.3	μs
Fixed Off-Time	t <sub>OFF</sub>	OSC = VDD or GND	20	30	40	μs
		R <sub>OSC</sub> = 25 kΩ	23	30	37	μs
Reference Input Voltage Range	V <sub>REF</sub>		0	–	4	V
Reference Input Current	I <sub>REF</sub>		–3	0	3	μA
Current Trip-Level Error <sup>3</sup>	err <sub>I</sub>	V <sub>REF</sub> = 2 V, %I <sub>TripMAX</sub> = 38.27%	–	–	±15	%
		V <sub>REF</sub> = 2 V, %I <sub>TripMAX</sub> = 70.71%	–	–	±5	%
		V <sub>REF</sub> = 2 V, %I <sub>TripMAX</sub> = 100.00%	–	–	±5	%
Crossover Dead Time	t <sub>DT</sub>		100	475	800	ns
Protection						
Overcurrent Protection Threshold <sup>4</sup>	I <sub>OCPST</sub>		2.1	–	–	A
Thermal Shutdown Temperature	T <sub>TSD</sub>		–	165	–	°C
Thermal Shutdown Hysteresis	T <sub>TSDHYS</sub>		–	15	–	°C
VDD Undervoltage Lockout	V <sub>DDUVLO</sub>	V <sub>DD</sub> rising	2.7	2.8	2.9	V
VDD Undervoltage Hysteresis	V <sub>DDUVLOHYS</sub>		–	90	–	mV

<sup>1</sup>For input and output current specifications, negative current is defined as coming out of (sourcing) the specified device pin.

<sup>2</sup>Typical data are for initial design estimations only, and assume optimum manufacturing and application conditions. Performance may vary for individual units, within the specified maximum and minimum limits.

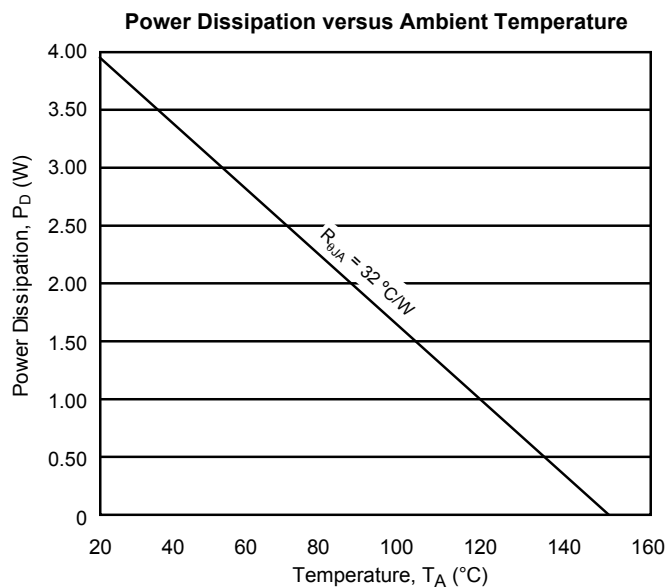
<sup>3</sup> $V_{ERR} = [(V_{REF}/8) - V_{SENSE}] / (V_{REF}/8)$ .

<sup>4</sup>Overcurrent protection (OCP) is tested at  $T_A = 25^\circ\text{C}$  in a restricted range and guaranteed by characterization.

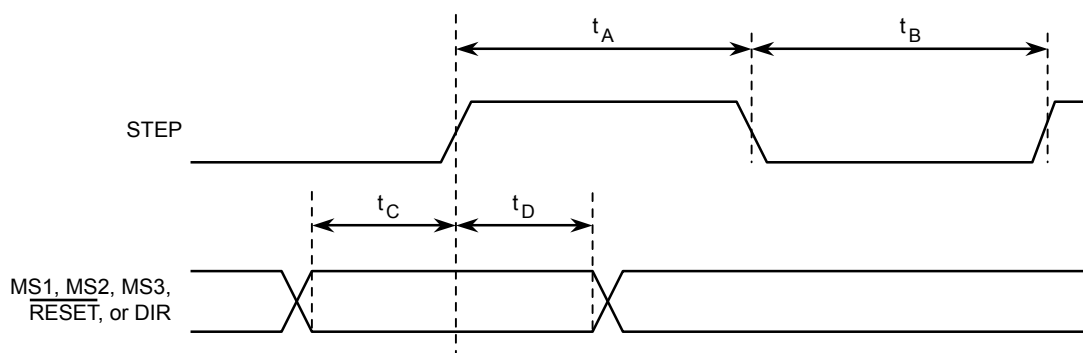
**THERMAL CHARACTERISTICS**

Characteristic	Symbol	Test Conditions*	Value	Units
Package Thermal Resistance	$R_{\theta JA}$	Four-layer PCB, based on JEDEC standard	32	°C/W

\*Additional thermal information available on Allegro Web site.







Time Duration	Symbol	Typ.	Unit
STEP minimum, HIGH pulse width	$t_A$	1	$\mu\text{s}$
STEP minimum, LOW pulse width	$t_B$	1	$\mu\text{s}$
Setup time, input change to STEP	$t_C$	200	ns
Hold time, input change to STEP	$t_D$	200	ns

Figure 1: Logic Interface Timing Diagram

Table 1: Microstepping Resolution Truth Table

MS1	MS2	MS3	Microstep Resolution	Excitation Mode
L	L	L	Full Step	2 Phase
H	L	L	Half Step	1-2 Phase
L	H	L	Quarter Step	W1-2 Phase
H	H	L	Eighth Step	2W1-2 Phase
H	H	H	Sixteenth Step	4W1-2 Phase

## Functional Description

**Device Operation.** The A4988 is a complete microstepping motor driver with a built-in translator for easy operation with minimal control lines. It is designed to operate bipolar stepper motors in full-, half-, quarter-, eighth, and sixteenth-step modes. The currents in each of the two output full-bridges and all of the N-channel DMOS FETs are regulated with fixed off-time PWM (pulse width modulated) control circuitry. At each step, the current for each full-bridge is set by the value of its external current-sense resistor ( $R_{S1}$  and  $R_{S2}$ ), a reference voltage ( $V_{REF}$ ), and the output voltage of its DAC (which in turn is controlled by the output of the translator).

At power-on or reset, the translator sets the DACs and the phase current polarity to the initial Home state (shown in Figures 9 through 13), and the current regulator to Mixed Decay Mode for both phases. When a step command signal occurs on the STEP input, the translator automatically sequences the DACs to the next level and current polarity. (See Table 2 for the current-level sequence.) The microstep resolution is set by the combined effect of the MSx inputs, as shown in Table 1.

When stepping, if the new output levels of the DACs are lower than their previous output levels, then the decay mode for the active full-bridge is set to Mixed. If the new output levels of the DACs are higher than or equal to their previous levels, then the decay mode for the active full-bridge is set to Slow. This automatic current decay selection improves microstepping performance by reducing the distortion of the current waveform that results from the back EMF of the motor.

**Microstep Select (MSx).** The microstep resolution is set by the voltage on logic inputs MSx, as shown in Table 1. The MS1 and MS3 pins have a 100 k $\Omega$  pull-down resistance, and the MS2 pin has a 50 k $\Omega$  pull-down resistance. When changing the step mode the change does not take effect until the next STEP rising edge.

If the step mode is changed without a translator reset, and absolute position must be maintained, it is important to change the step mode at a step position that is common to both step modes in order to avoid missing steps. When the device is powered down, or reset due to TSD or an over current event the translator is set to

the home position which is by default common to all step modes.

**Mixed Decay Operation.** The bridge operates in Mixed decay mode, at power-on and reset, and during normal running according to the ROSC configuration and the step sequence, as shown in Figures 9 through 13. During Mixed decay, when the trip point is reached, the A4988 initially goes into a fast decay mode for 31.25% of the off-time,  $t_{OFF}$ . After that, it switches to Slow decay mode for the remainder of  $t_{OFF}$ . A timing diagram for this feature appears on the next page.

Typically, mixed decay is only necessary when the current in the winding is going from a higher value to a lower value as determined by the state of the translator. For most loads automatically-selected mixed decay is convenient because it minimizes ripple when the current is rising and prevents missed steps when the current is falling. For some applications where microstepping at very low speeds is necessary, the lack of back EMF in the winding causes the current to increase in the load quickly, resulting in missed steps. This is shown in Figure 2. By pulling the ROSC pin to ground, mixed decay is set to be active 100% of the time, for both rising and falling currents, and prevents missed steps as shown in Figure 3. If this is not an issue, it is recommended that automatically-selected mixed decay be used, because it will produce reduced ripple currents. Refer to the Fixed Off-Time section for details.

**Low Current Microstepping.** Intended for applications where the minimum on-time prevents the output current from regulating to the programmed current level at low current steps. To prevent this, the device can be set to operate in Mixed decay mode on both rising and falling portions of the current waveform. This feature is implemented by shorting the ROSC pin to ground. In this state, the off-time is internally set to 30  $\mu$ s.

**Reset Input ( $\overline{RESET}$ ).** The  $\overline{RESET}$  input sets the translator to a predefined Home state (shown in Figures 9 through 13), and turns off all of the FET outputs. All STEP inputs are ignored until the  $\overline{RESET}$  input is set to high.

**Step Input (STEP).** A low-to-high transition on the STEP

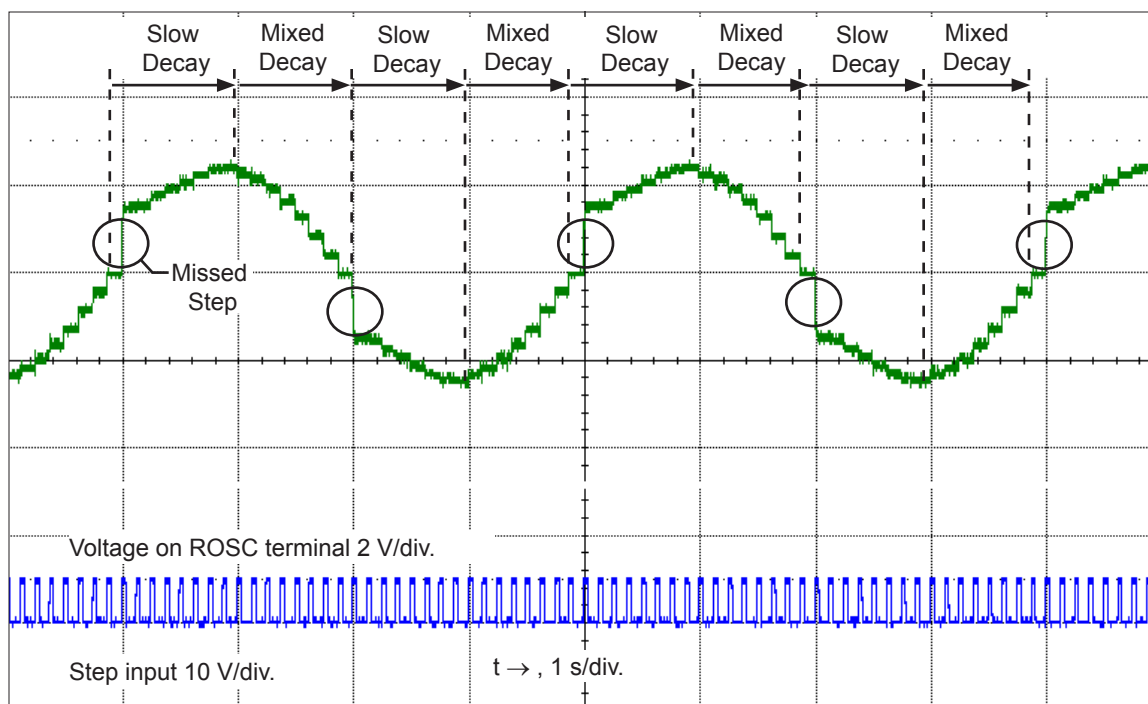


Figure 2: Missed Steps in Low-Speed Microstepping

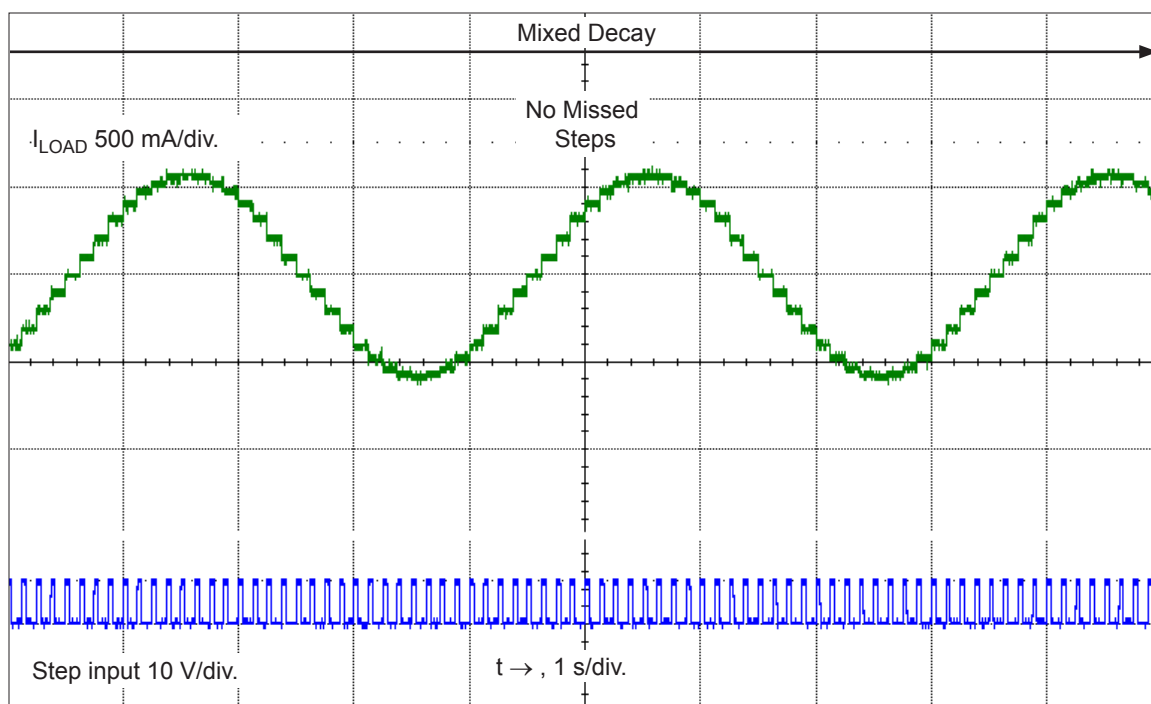


Figure 3: Continuous Stepping Using Automatically-Selected Mixed Stepping (ROSC pin grounded)

input sequences the translator and advances the motor one increment. The translator controls the input to the DACs and the direction of current flow in each winding. The size of the increment is determined by the combined state of the MSx inputs.

**Direction Input (DIR).** This determines the direction of rotation of the motor. Changes to this input do not take effect until the next STEP rising edge.

**Internal PWM Current Control.** Each full-bridge is controlled by a fixed off-time PWM current control circuit that limits the load current to a desired value,  $I_{TRIP}$ . Initially, a diagonal pair of source and sink FET outputs are enabled and current flows through the motor winding and the current sense resistor,  $R_{Sx}$ . When the voltage across  $R_{Sx}$  equals the DAC output voltage, the current sense comparator resets the PWM latch. The latch then turns off the appropriate source driver and initiates a fixed off time decay mode

The maximum value of current limiting is set by the selection of  $R_{Sx}$  and the voltage at the VREF pin. The transconductance function is approximated by the maximum value of current limiting,  $I_{TripMAX}$  (A), which is set by

$$I_{TripMAX} = V_{REF} / (8 \times R_S)$$

where  $R_S$  is the resistance of the sense resistor ( $\Omega$ ) and  $V_{REF}$  is the input voltage on the REF pin (V).

The DAC output reduces the  $V_{REF}$  output to the current sense comparator in precise steps, such that

$$I_{trip} = (\%I_{TripMAX} / 100) \times I_{TripMAX}$$

(See Table 2 for  $\%I_{TripMAX}$  at each step.)

It is critical that the maximum rating (0.5 V) on the SENSE1 and SENSE2 pins is not exceeded.

**Fixed Off-Time.** The internal PWM current control circuitry uses a one-shot circuit to control the duration of time that the DMOS FETs remain off. The off-time,  $t_{OFF}$ , is determined by the ROSC terminal. The ROSC terminal has three settings:

- ROSC tied to VDD — off-time internally set to 30  $\mu$ s, decay mode is automatic Mixed decay except when in full step where decay mode is set to Slow decay
- ROSC tied directly to ground — off-time internally set to 30  $\mu$ s, current decay is set to Mixed decay for both increasing and decreasing currents for all step modes.

- ROSC through a resistor to ground — off-time is determined by the following formula, the decay mode is automatic Mixed decay for all step modes except full step which is set to slow decay.

$$t_{OFF} \approx R_{OSC} / 825$$

Where  $t_{OFF}$  is in  $\mu$ s.

**Blanking.** This function blanks the output of the current sense comparators when the outputs are switched by the internal current control circuitry. The comparator outputs are blanked to prevent false overcurrent detection due to reverse recovery currents of the clamp diodes, and switching transients related to the capacitance of the load. The blank time,  $t_{BLANK}$  ( $\mu$ s), is approximately

$$t_{BLANK} \approx I \mu s$$

### Shorted-Load and Short-to-Ground Protection.

If the motor leads are shorted together, or if one of the leads is shorted to ground, the driver will protect itself by sensing the overcurrent event and disabling the driver that is shorted, protecting the device from damage. In the case of a short-to-ground, the device will remain disabled (latched) until the SLEEP input goes high or VDD power is removed. A short-to-ground overcurrent event is shown in Figure 4.

When the two outputs are shorted together, the current path is through the sense resistor. After the blanking time ( $\approx 1 \mu$ s) expires, the sense resistor voltage is exceeding its trip value, due to the overcurrent condition that exists. This causes the driver to go into a fixed off-time cycle. After the fixed off-time expires the driver turns on again and the process repeats. In this condition the driver is completely protected against overcurrent events, but the short is repetitive with a period equal to the fixed off-time of the driver. This condition is shown in Figure 5.

During a shorted load event it is normal to observe both a positive and negative current spike as shown in Figure 3, due to the direction change implemented by the Mixed decay feature. This is shown in Figure 6. In both instances the overcurrent circuitry is protecting the driver and prevents damage to the device.

**Charge Pump (CP1 and CP2).** The charge pump is used to generate a gate supply greater than that of VBB for driving the source-side FET gates. A 0.1  $\mu$ F ceramic capacitor, should be connected between CP1 and CP2. In addition, a 0.1  $\mu$ F ceramic capacitor is required between VCP and VBB, to act as a reservoir for operating the high-side FET gates.

Capacitor values should be Class 2 dielectric  $\pm 15\%$  maximum, or tolerance R, according to EIA (Electronic Industries Alliance) specifications.

**V<sub>REG</sub> (VREG).** This internally-generated voltage is used to operate the sink-side FET outputs. The nominal output voltage of the VREG terminal is 7 V. The VREG pin must be decoupled with a 0.22  $\mu$ F ceramic capacitor to ground. V<sub>REG</sub> is internally monitored. In the case of a fault condition, the FET outputs of the A4988 are disabled.

Capacitor values should be Class 2 dielectric  $\pm 15\%$  maximum, or tolerance R, according to EIA (Electronic Industries Alliance) specifications.

**Enable Input ( $\overline{\text{ENABLE}}$ ).** This input turns on or off all of the FET outputs. When set to a logic high, the outputs are disabled. When set to a logic low, the internal control enables the outputs as required. The translator inputs STEP, DIR, and MSx, as well as the internal sequencing logic, all remain active, independent of the  $\overline{\text{ENABLE}}$  input state.

**Shutdown.** In the event of a fault, overtemperature (excess  $T_J$ ) or an undervoltage (on VCP), the FET outputs of the A4988 are disabled until the fault condition is removed. At power-on, the UVLO (undervoltage lockout) circuit disables the FET outputs and resets the translator to the Home state.

**Sleep Mode ( $\overline{\text{SLEEP}}$ ).** To minimize power consumption when the motor is not in use, this input disables much of the internal circuitry including the output FETs, current regulator, and charge pump. A logic low on the  $\overline{\text{SLEEP}}$  pin puts the A4988 into Sleep mode. A logic high allows normal operation, as well as start-up (at which time the A4988 drives the motor to the Home microstep position). When emerging from Sleep mode, in order to allow the charge pump to stabilize, provide a delay of 1 ms before issuing a Step command.

**Mixed Decay Operation.** The bridge operates in Mixed Decay mode, depending on the step sequence, as shown in Figures 9 through 13. As the trip point is reached, the A4988 initially goes into a fast decay mode for 31.25% of the off-time,  $t_{\text{OFF}}$ . After that, it switches to Slow Decay mode for the remainder of  $t_{\text{OFF}}$ . A timing diagram for this feature appears in Figure 7.

**Synchronous Rectification.** When a PWM-off cycle is triggered by an internal fixed-off time cycle, load current recirculates according to the decay mode selected by the control logic. This synchronous rectification feature turns on the appropriate FETs during current decay, and effectively shorts out the body diodes with the low FET  $R_{\text{DS(ON)}}$ . This reduces power dissipation significantly, and can eliminate the need for external Schottky diodes in many applications. Synchronous rectification turns off when the load current approaches zero (0 A), preventing reversal of the load current.

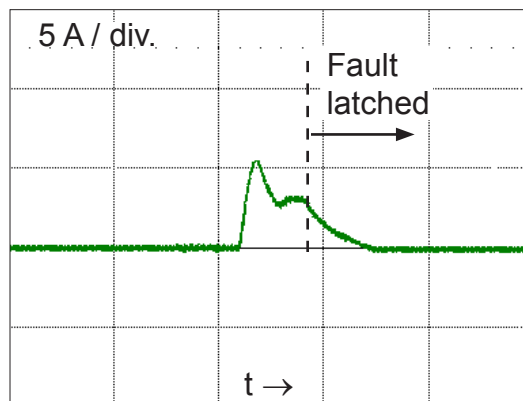


Figure 4: Short-to-Ground Event

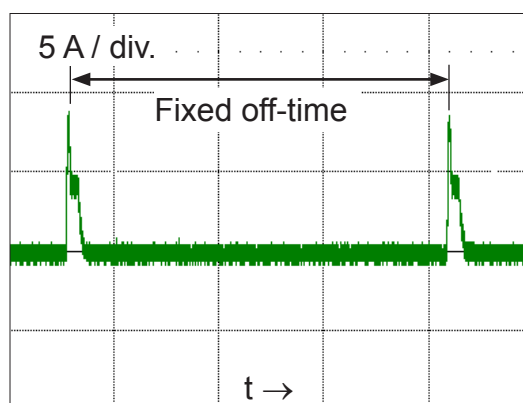


Figure 5: Shorted Load (OUTxA → OUTxB) in Slow Decay Mode

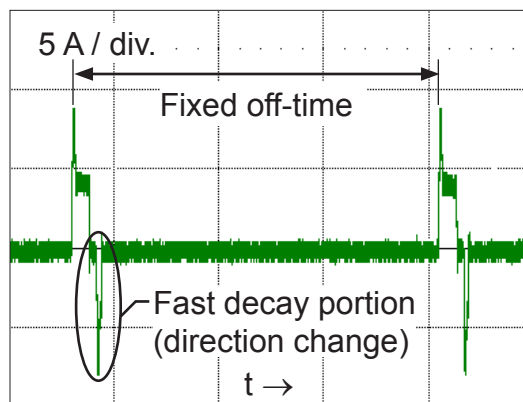
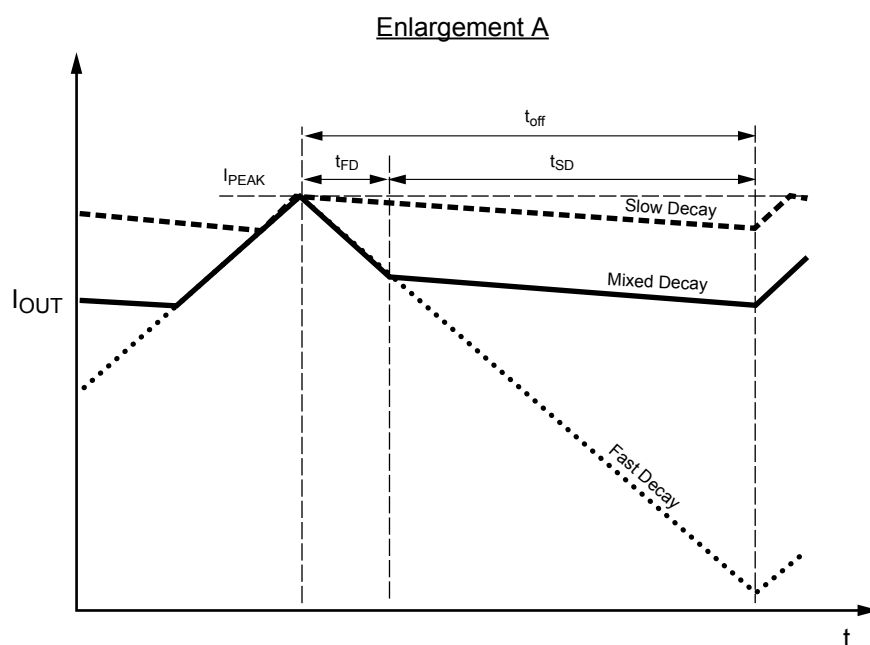
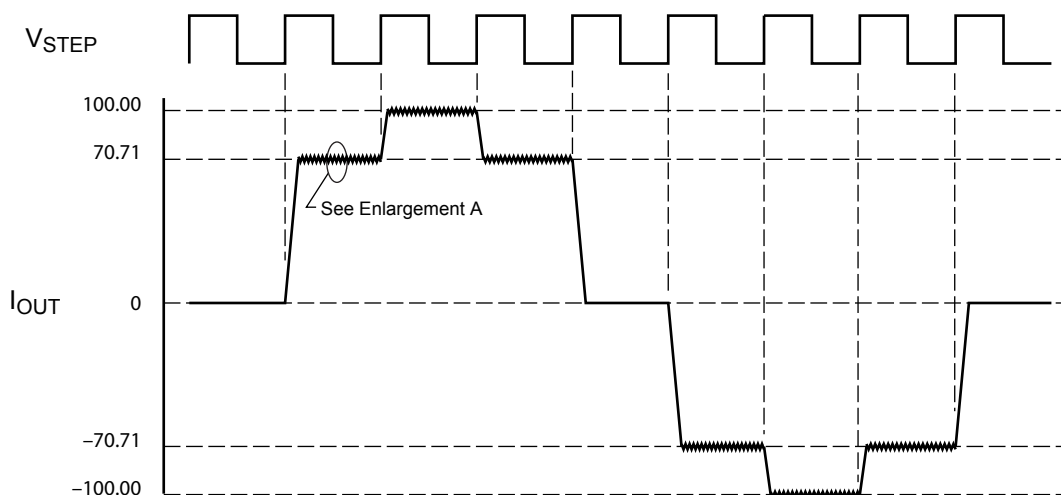


Figure 6: Shorted Load (OUTxA → OUTxB) in Mixed Decay Mode



Symbol	Characteristic
$t_{off}$	Device fixed off-time
$I_{PEAK}$	Maximum output current
$t_{SD}$	Slow decay interval
$t_{FD}$	Fast decay interval
$I_{OUT}$	Device output current

Figure 7: Current Decay Modes Timing Chart



## Application Layout

**Layout.** The printed circuit board should use a heavy ground-plane. For optimum electrical and thermal performance, the A4988 must be soldered directly onto the board. Pins 3 and 18 are internally fused, which provides a path for enhanced thermal dissipation. These pins should be soldered directly to an exposed surface on the PCB that connects to thermal vias are used to transfer heat to other layers of the PCB.

In order to minimize the effects of ground bounce and offset issues, it is important to have a low impedance single-point ground, known as a *star ground*, located very close to the device. By making the connection between the pad and the ground plane directly under the A4988, that area becomes an ideal location for a star ground point. A low impedance ground will prevent ground bounce during high current operation and ensure that the supply voltage remains stable at the input terminal.

The two input capacitors should be placed in parallel, and as close to the device supply pins as possible. The ceramic capacitor (CIN1) should be closer to the pins than the bulk capacitor (CIN2). This is necessary because the ceramic capacitor will be responsible for delivering the high frequency current components. The sense resistors, RSx, should have a very low impedance path to ground, because they must carry a large current while supporting very accurate voltage measurements by the current sense comparators. Long ground traces will cause additional voltage drops, adversely affecting the ability of the comparators to accurately measure the current in the windings. The SENSEx pins have very short traces to the RSx resistors and very thick, low impedance traces directly to the star ground underneath the device. If possible, there should be no other components on the sense circuits.

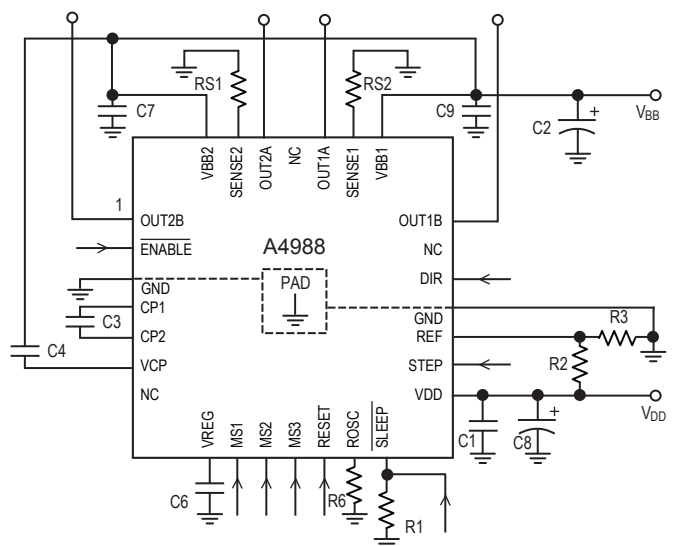
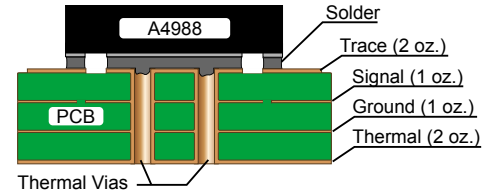
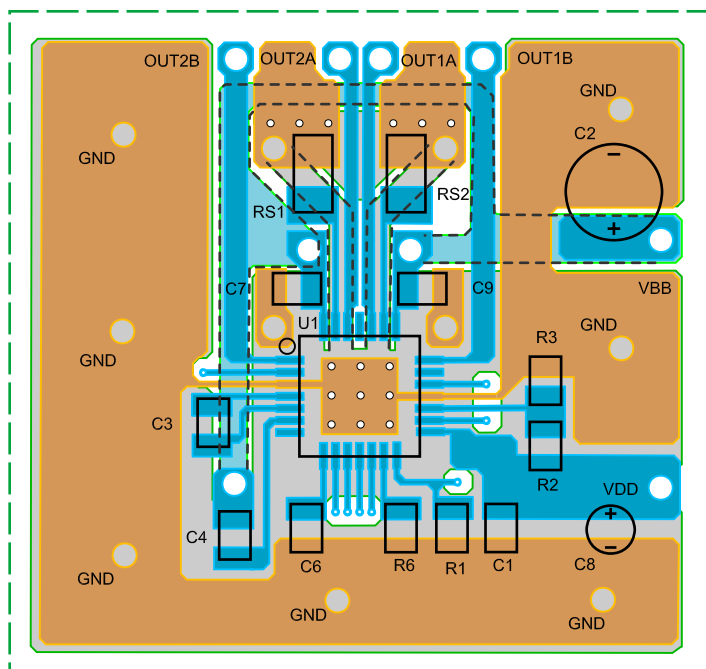
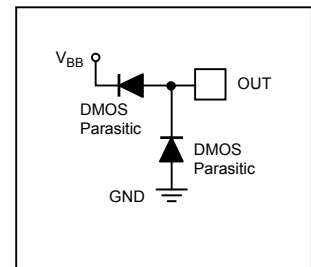
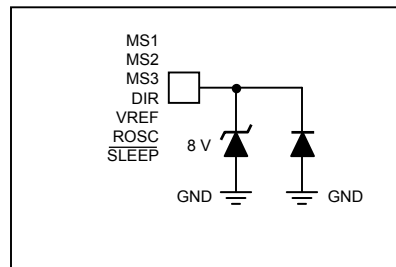
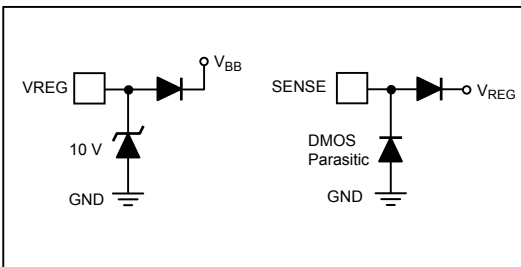
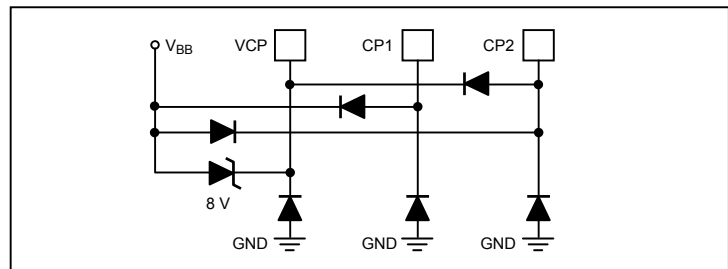
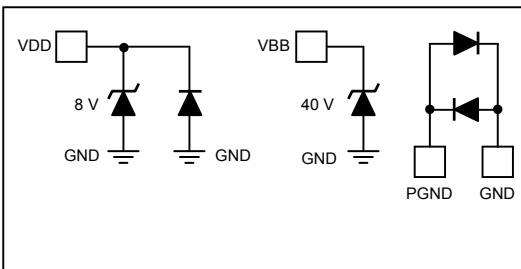
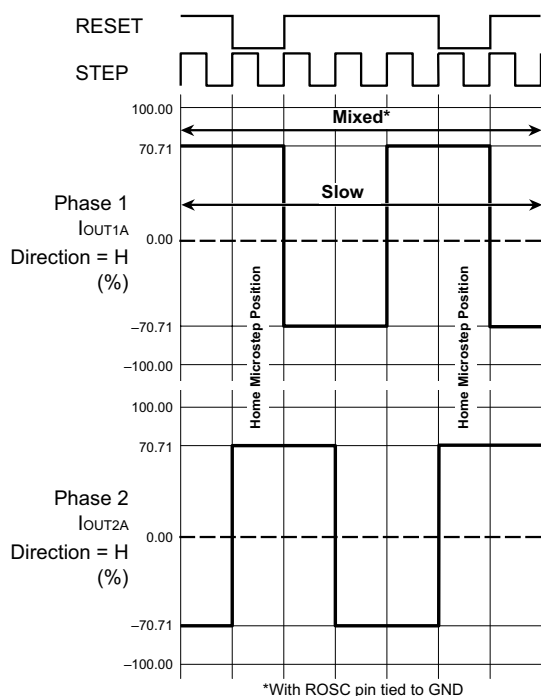


Figure 8: Typical Application and Circuit Layout

## Pin Circuit Diagrams

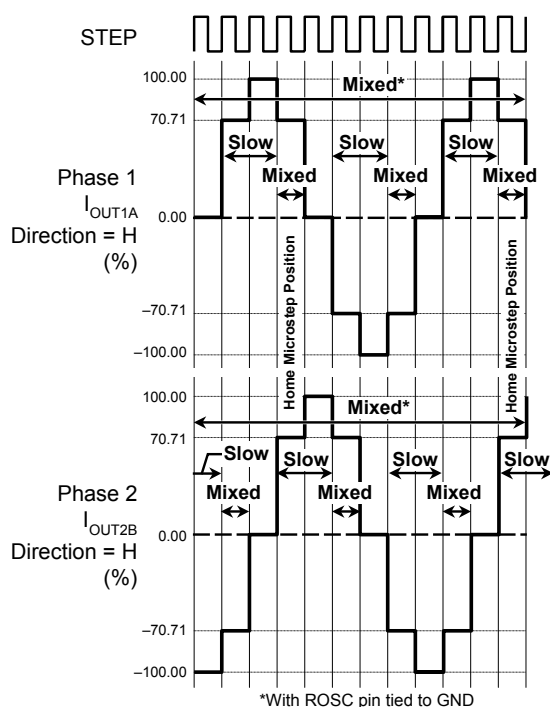






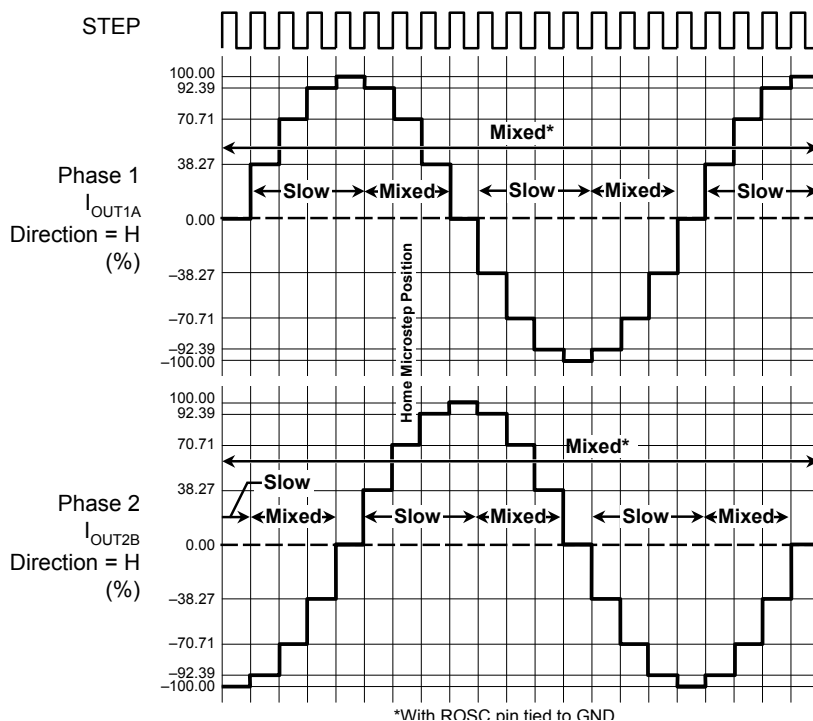
DIR = H

Figure 9: Decay Mode for Full-Step Increments



DIR = H

Figure 10: Decay Modes for Half-Step Increments



DIR = H

Figure 11: Decay Modes for Quarter-Step Increments

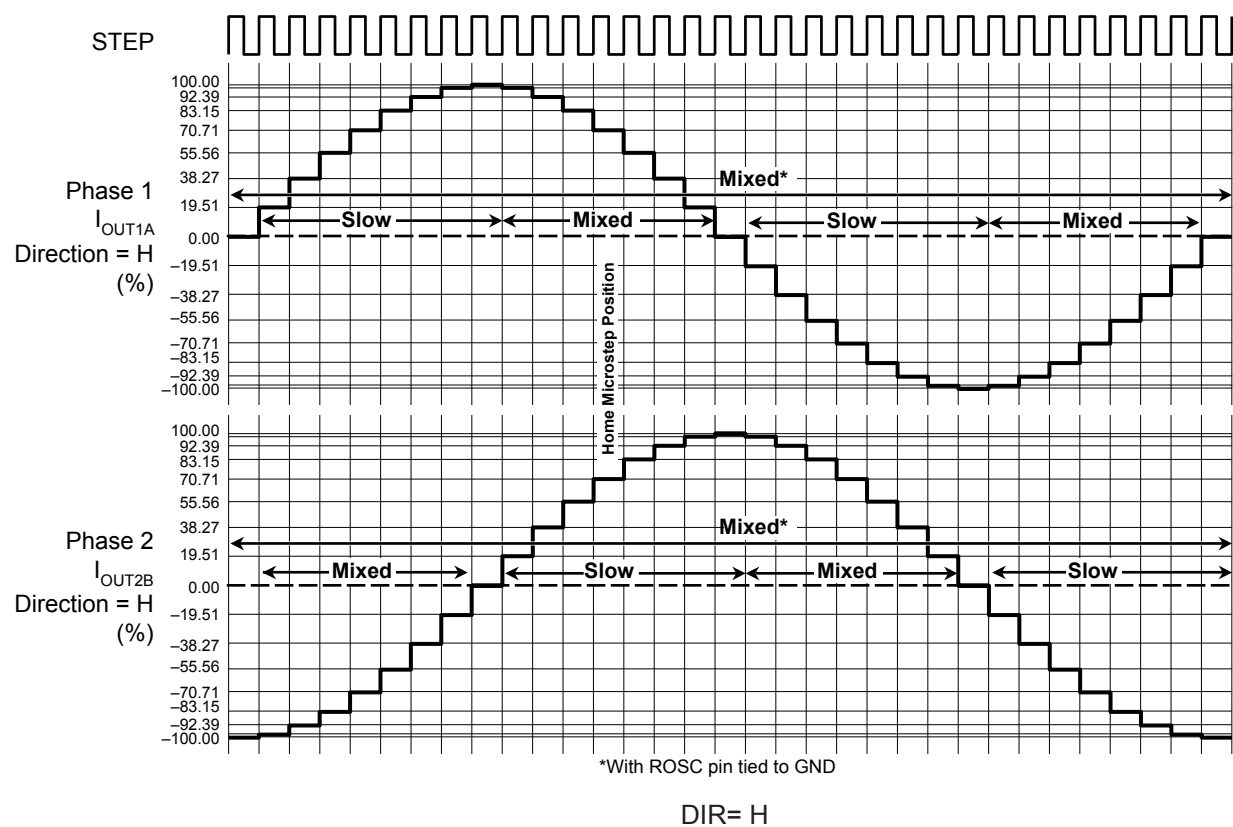


Figure 12: Decay Modes for Eighth-Step Increments

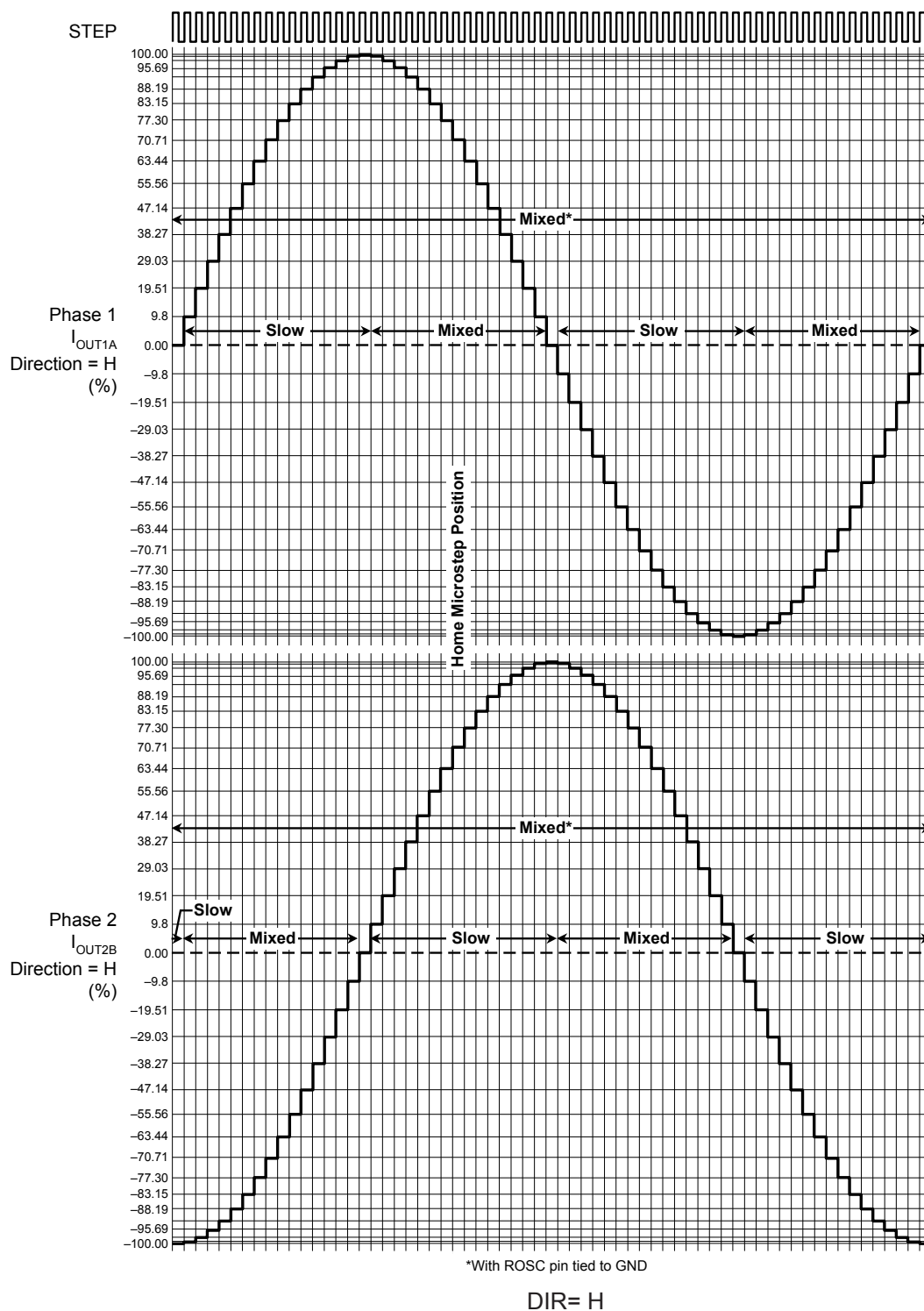


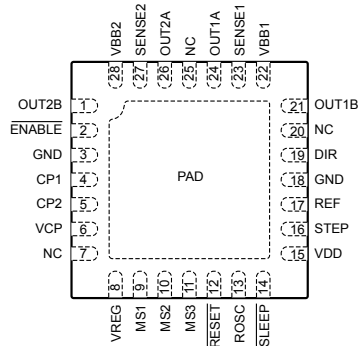
Figure 13: Decay Modes for Sixteenth-Step Increments

Table 2: Step Sequencing Settings

Home microstep position at Step Angle 45°; DIR = H

Full Step #	Half Step #	1/4 Step #	1/8 Step #	1/16 Step #	Phase 1 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Phase 2 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Step Angle (°)	Full Step #	Half Step #	1/4 Step #	1/8 Step #	1/16 Step #	Phase 1 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Phase 2 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Step Angle (°)
	1	1	1	1	100.00	0.00	0.0		5	9	17	33	-100.00	0.00	180.0
				2	99.52	9.80	5.6					34	-99.52	-9.80	185.6
			2	3	98.08	19.51	11.3				18	35	-98.08	-19.51	191.3
				4	95.69	29.03	16.9					36	-95.69	-29.03	196.9
		2	3	5	92.39	38.27	22.5			10	19	37	-92.39	-38.27	202.5
				6	88.19	47.14	28.1					38	-88.19	-47.14	208.1
			4	7	83.15	55.56	33.8				20	39	-83.15	-55.56	213.8
				8	77.30	63.44	39.4					40	-77.30	-63.44	219.4
1	2	3	5	9	70.71	70.71	45.0	3	6	11	21	41	-70.71	-70.71	225.0
				10	63.44	77.30	50.6					42	-63.44	-77.30	230.6
			6	11	55.56	83.15	56.3				22	43	-55.56	-83.15	236.3
				12	47.14	88.19	61.9					44	-47.14	-88.19	241.9
		4	7	13	38.27	92.39	67.5			12	23	45	-38.27	-92.39	247.5
				14	29.03	95.69	73.1					46	-29.03	-95.69	253.1
			8	15	19.51	98.08	78.8				24	47	-19.51	-98.08	258.8
				16	9.80	99.52	84.4					48	-9.80	-99.52	264.4
	3	5	9	17	0.00	100.00	90.0		7	13	25	49	0.00	-100.00	270.0
				18	-9.80	99.52	95.6					50	9.80	-99.52	275.6
			10	19	-19.51	98.08	101.3				26	51	19.51	-98.08	281.3
				20	-29.03	95.69	106.9					52	29.03	-95.69	286.9
		6	11	21	-38.27	92.39	112.5			14	27	53	38.27	-92.39	292.5
				22	-47.14	88.19	118.1					54	47.14	-88.19	298.1
			12	23	-55.56	83.15	123.8				28	55	55.56	-83.15	303.8
				24	-63.44	77.30	129.4					56	63.44	-77.30	309.4
2	4	7	13	25	-70.71	70.71	135.0	4	8	15	29	57	70.71	-70.71	315.0
				26	-77.30	63.44	140.6					58	77.30	-63.44	320.6
			14	27	-83.15	55.56	146.3				30	59	83.15	-55.56	326.3
				28	-88.19	47.14	151.9					60	88.19	-47.14	331.9
		8	15	29	-92.39	38.27	157.5			16	31	61	92.39	-38.27	337.5
				30	-95.69	29.03	163.1					62	95.69	-29.03	343.1
			16	31	-98.08	19.51	168.8				32	63	98.08	-19.51	348.8
				32	-99.52	9.80	174.4					64	99.52	-9.80	354.4

Pin-out Diagram

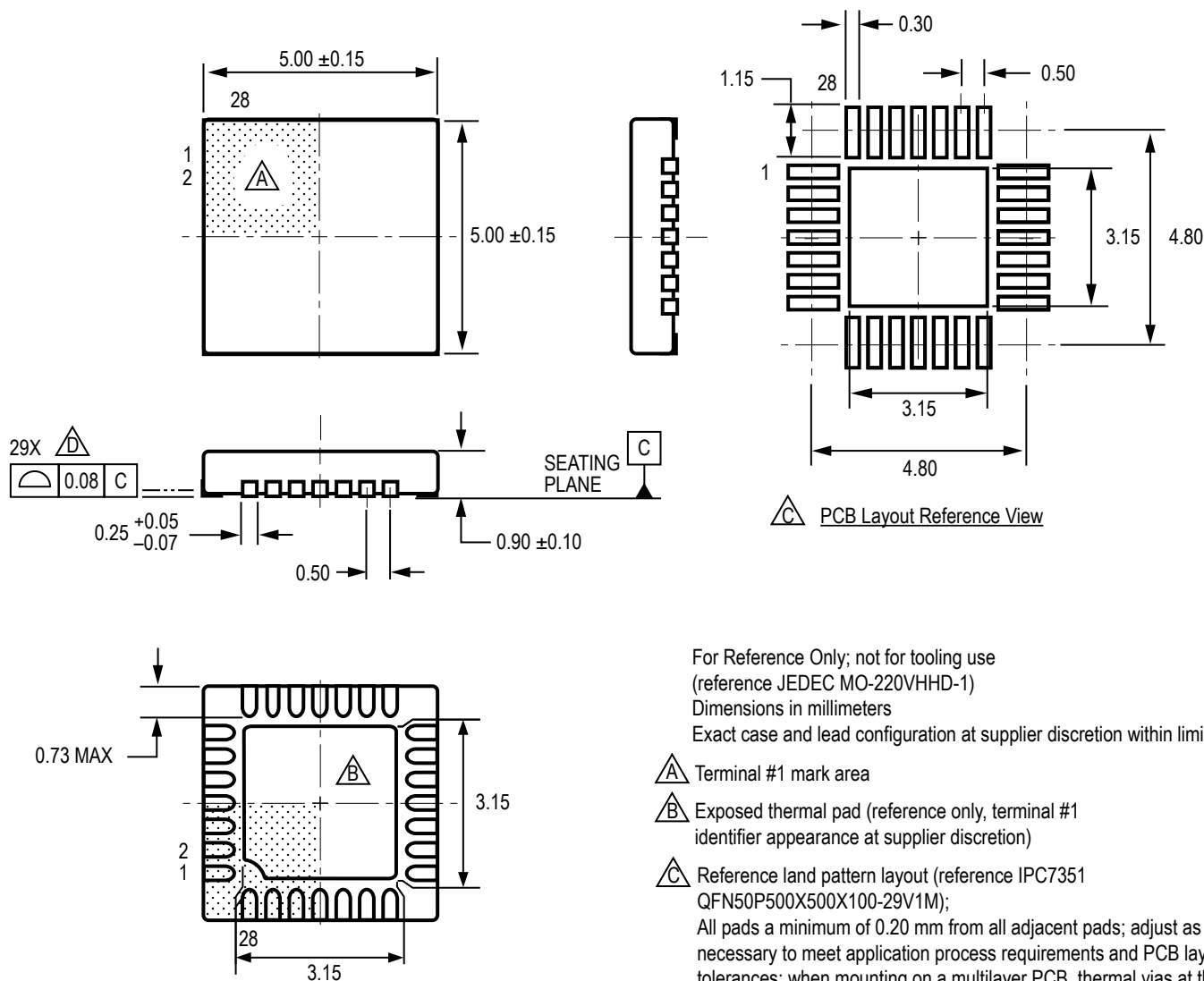


Terminal List Table

Name	Number	Description
CP1	4	Charge pump capacitor terminal
CP2	5	Charge pump capacitor terminal
VCP	6	Reservoir capacitor terminal
VREG	8	Regulator decoupling terminal
MS1	9	Logic input
MS2	10	Logic input
MS3	11	Logic input
RESET	12	Logic input
ROSC	13	Timing set
SLEEP	14	Logic input
VDD	15	Logic supply
STEP	16	Logic input
REF	17	G <sub>m</sub> reference voltage input
GND	3, 18	Ground*
DIR	19	Logic input
OUT1B	21	DMOS Full Bridge 1 Output B
VBB1	22	Load supply
SENSE1	23	Sense resistor terminal for Bridge 1
OUT1A	24	DMOS Full Bridge 1 Output A
OUT2A	26	DMOS Full Bridge 2 Output A
SENSE2	27	Sense resistor terminal for Bridge 2
VBB2	28	Load supply
OUT2B	1	DMOS Full Bridge 2 Output B
ENABLE	2	Logic input
NC	7, 20, 25	No connection
PAD	–	Exposed pad for enhanced thermal dissipation*

\*The GND pins must be tied together externally by connecting to the PAD ground plane under the device.

## ET Package, 28-Pin QFN with Exposed Thermal Pad



For Reference Only; not for tooling use

(reference JEDEC MO-220VHDD-1)

Dimensions in millimeters

Exact case and lead configuration at supplier discretion within limits shown

$\Delta$  A Terminal #1 mark area

$\Delta$  B Exposed thermal pad (reference only, terminal #1 identifier appearance at supplier discretion)

$\Delta$  C Reference land pattern layout (reference IPC7351 QFN50P500X500X100-29V1M);

All pads a minimum of 0.20 mm from all adjacent pads; adjust as necessary to meet application process requirements and PCB layout tolerances; when mounting on a multilayer PCB, thermal vias at the exposed thermal pad land can improve thermal dissipation (reference EIA/JEDEC Standard JESD51-5)

$\Delta$  D Coplanarity includes exposed thermal pad and terminals

**Revision History**

Revision	Revision Date	Description of Revision
4	January 27, 2012	Update $I_{OCPST}$
5	May 7, 2014	Revised text on pg. 9; revised Figure 8 and Table 2

Copyright ©2009-2014, Allegro MicroSystems, LLC

Allegro MicroSystems, LLC reserves the right to make, from time to time, such departures from the detail specifications as may be required to permit improvements in the performance, reliability, or manufacturability of its products. Before placing an order, the user is cautioned to verify that the information being relied upon is current.

Allegro's products are not to be used in any devices or systems, including but not limited to life support devices or systems, in which a failure of Allegro's product can reasonably be expected to cause bodily harm.

The information included herein is believed to be accurate and reliable. However, Allegro MicroSystems, LLC assumes no responsibility for its use; nor for any infringement of patents or other rights of third parties which may result from its use.

For the latest version of this document, visit our website:  
[www.allegromicro.com](http://www.allegromicro.com)





# R4 Cierre giratorio

## Miniatura · Oculto · Una y dos etapas

- Idóneo para aplicaciones en espacios reducidos
- Compatible con una amplia variedad de actuadores
- Amortiguador integrado para evitar vibraciones

### Material y acabado

Acero, chapado en zinc o acero inoxidable 304, pasivado

### Datos de rendimiento

Carga media de rotura: 2600 N

### Notas de la instalación

Ver página 259

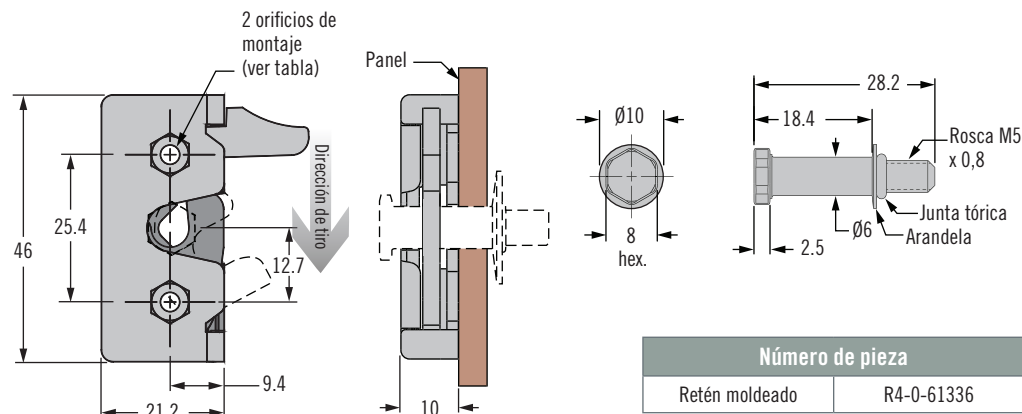
### Accesorios

Cables y ganchos de sujeción: ver páginas 272-275

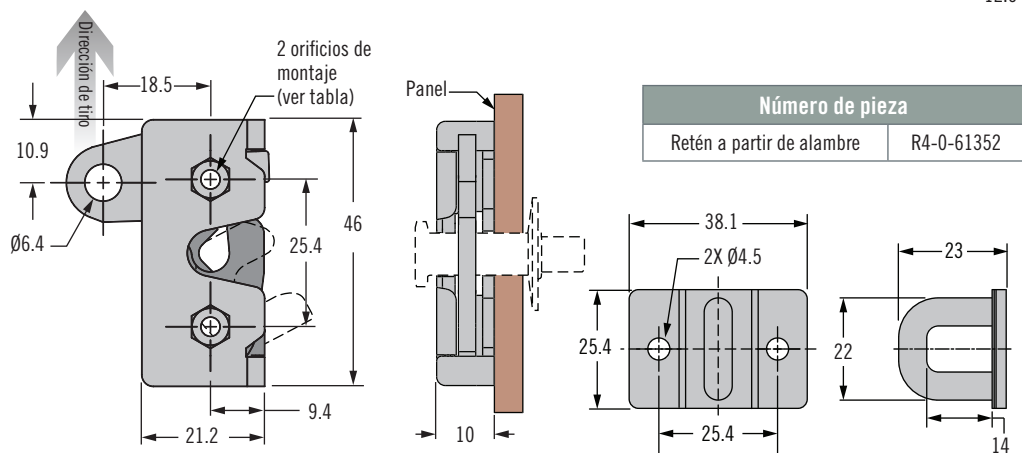
### Notas

Disponible cierre giratorio electromecánico, ver página 23

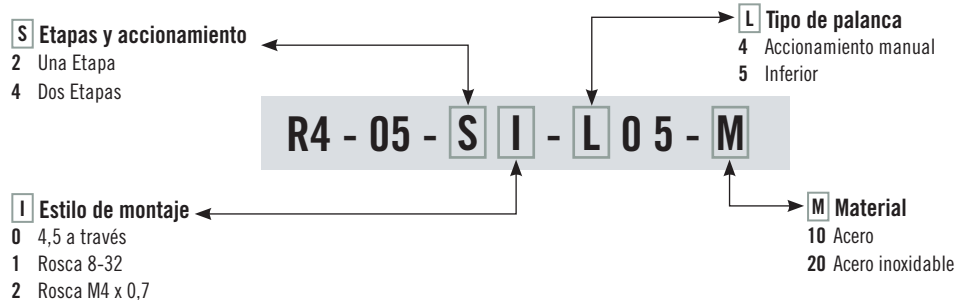
### Una etapa: accionamiento manual, amortiguador integrado



### Dos etapas: inferior, amortiguador integrado



### Selección de la Referencia



Otras opciones disponibles. Para ver la completa gama, referencias, instalación y especificaciones visite

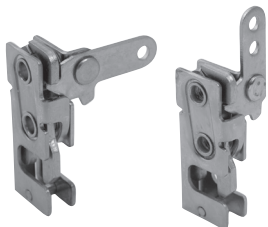


[www.southco.com/R4](http://www.southco.com/R4)

Dimensiones en milímetros a menos que se indique de otra forma

**southco**  
CONNECT · CREATE · INNOVATE





# R4 Cierre giratorio

## Miniatura · Oculto · Una y dos etapas

- Capacidad de cierre en uno o múltiples puntos
- Compatible con una amplia variedad de actuadores
- Cumple con la norma E60 según EN 45545-3 (Sólo versión estándar)
- Versión con amortiguador integrado para función antivibración

### Material y acabado

Acero, chapado en zinc o acero inoxidable 304, pasivado

### Datos de rendimiento

Carga media de rotura: 3600 N

### Datos de instalación

Ver página 259

### Accesorios

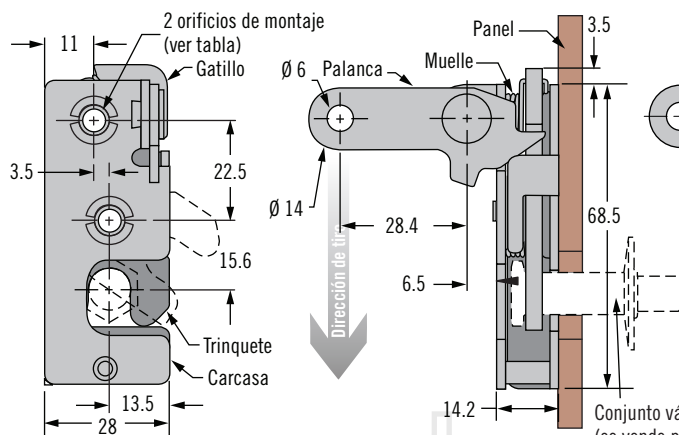
Para el vástago percutor, ver página 259

Cables y ganchos de sujeción ver páginas 272-275

### Notas

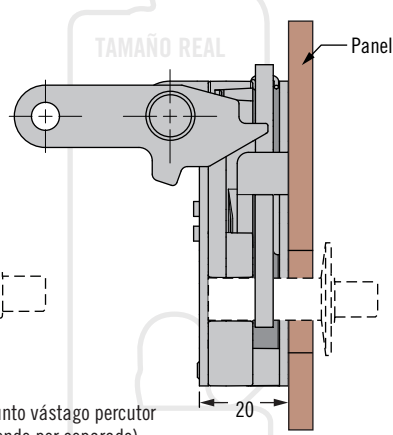
Cierre giratorio electromecánico disponible, ver página 23

### Una etapa - Perpendicular (se muestra accionamiento mano izda)

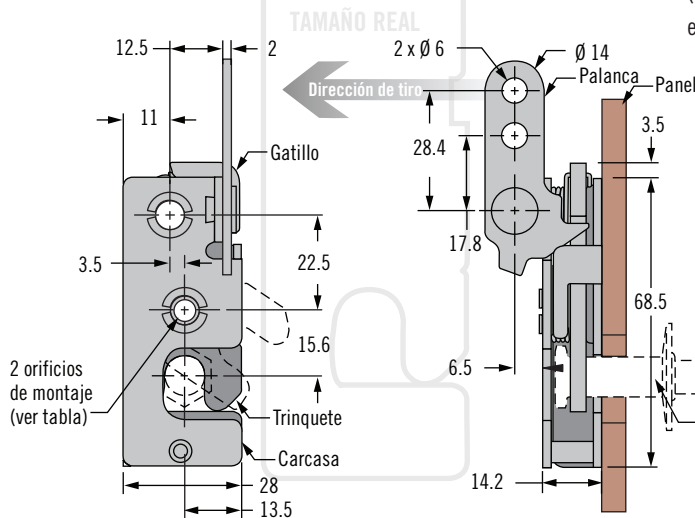


### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)

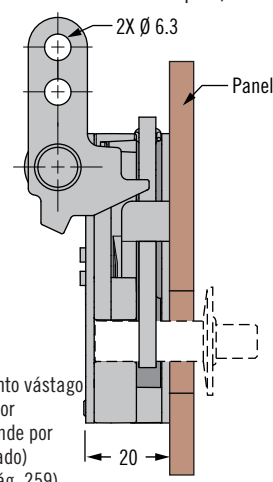


### Una etapa - En Línea (se muestra accionamiento mano izda)



### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)



### Selección la de Referencia

#### S Etapa y accionamiento

- 1 Una etapa, mano derecha
- 2 Una etapa, mano izquierda
- 3 Dos etapas, mano derecha
- 4 Dos etapas, mano izquierda

#### I Estilo de montaje

- 0 Ø7.2 pasante
- 1 1/4-20 rosca
- 2 M6 x 1 rosca

#### B Estilo de base

- 1 Estándar
- 5 Versión con amortiguador integrado

#### L Tipo de palanca

- 1 Perpendicular
- 2 En línea

#### M Material

- 10 Acero
- 20 Acero inoxidable (sólo en versión de Una Etapa)

R4 - 10 - S I - L O B - M

Otras opciones disponibles. Para obtener los detalles completos de variedades, referencias, instalación y especificaciones, visite [www.southco.com/R4](http://www.southco.com/R4)

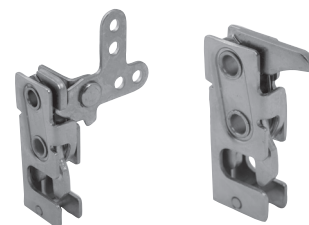


Dimensiones en milímetros salvo que se indique lo contrario

**southco**  
CONNECT · CREATE · INNOVATE

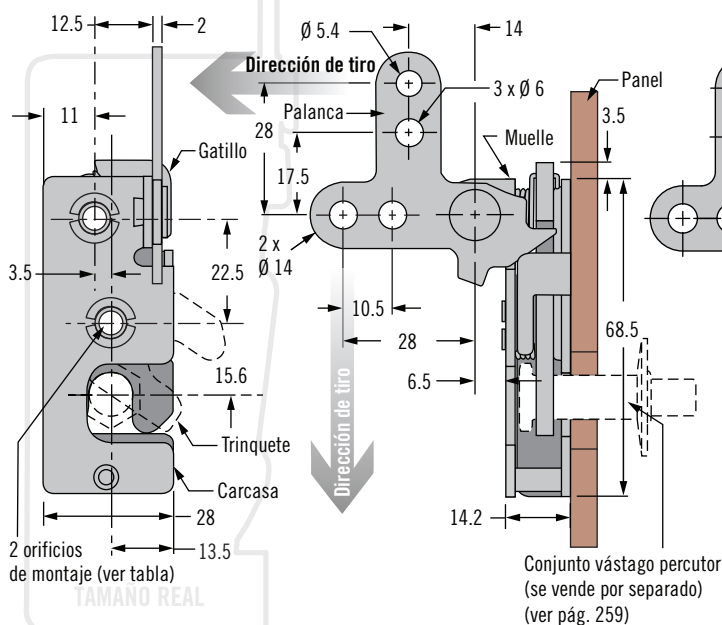
# R4 Cierre giratorio

## Miniatura · Oculto · Una y dos etapas



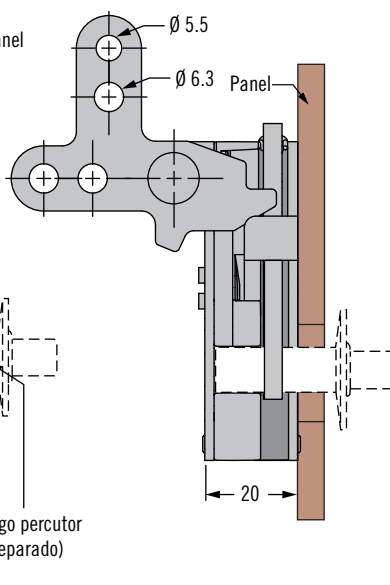
257

### Una etapa - Dos Puntos (se muestra accionamiento mano izda)

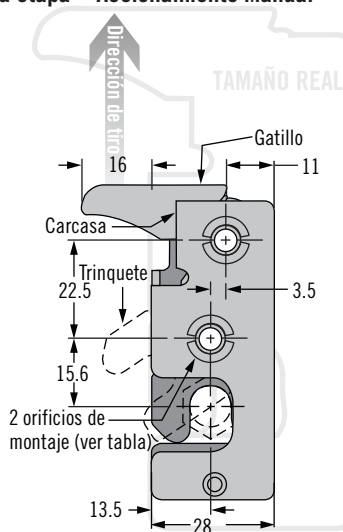


### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)

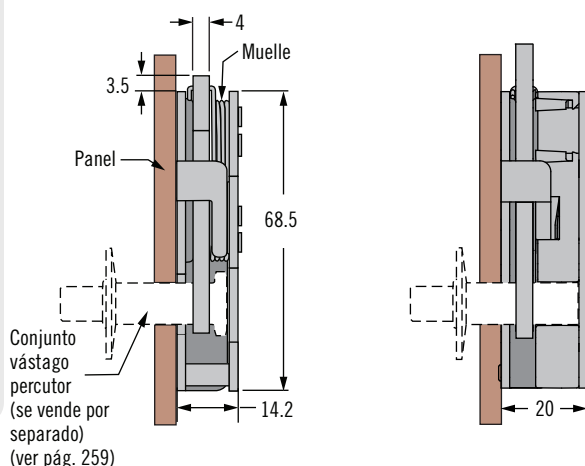


### Una etapa - Accionamiento Manual



### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)



- Capacidad de cierre en uno o múltiples puntos
- Compatible con una amplia variedad de actuadores
- Cumple con la norma E60 según EN 45545-3 (Sólo versión estándar)
- Versión con amortiguador integrado para función antivibración

### Material y acabado

Acero, chapado en zinc o acero inoxidable 304, pasivado

### Datos de rendimiento

Carga media de rotura: 3600 N

### Datos de instalación

Ver página 259

### Accesorios

Para el vástago percutor, ver página 259

Cables y ganchos de sujeción ver páginas 272-275

### Notas

Cierre giratorio electromecánico disponible, ver página 23

### S Etapa y accionamiento

- 1 Una etapa, mano derecha
- 2 Una etapa, mano izquierda
- 3 Dos etapas, mano derecha
- 4 Dos etapas, mano izquierda

### I Estilo de montaje

- 0 Ø7.2 pasante
- 1 1/4-20 rosca
- 2 M6 x 1 rosca

### B Estilo de base

- 1 Estándar
- 5 Versión con amortiguador integrado

### L Tipo de palanca

- 3 Dos puntos
- 4 Accionamiento manual

### M Material

- 10 Acero
- 20 Acero inoxidable (sólo en versión de Una Etapa)

R4 - 10 - S I - L O B - M

### Selección la de Referencia



# R4 Cierre giratorio

## Miniatura · Oculto · Una y dos etapas

- Capacidad de cierre en uno o múltiples puntos
- Compatible con una amplia variedad de actuadores
- Cumple con la norma E60 según EN 45545-3 (Sólo versión estándar)
- Versión con amortiguador integrado para función antivibración

### Material y acabado

Acero, chapado en zinc o acero inoxidable 304, pasivado

### Datos de rendimiento

Carga media de rotura: 3600 N

### Datos de instalación

Ver página 259

### Accesorios

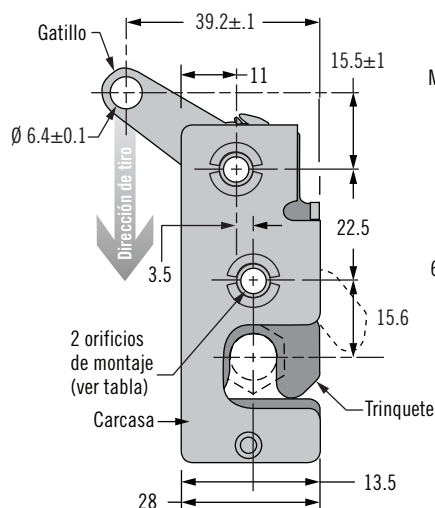
Para el vástago percutor, ver página 259

Cables y ganchos de sujeción ver páginas 272-275

### Notas

Cierre giratorio electromecánico disponible, ver página 23

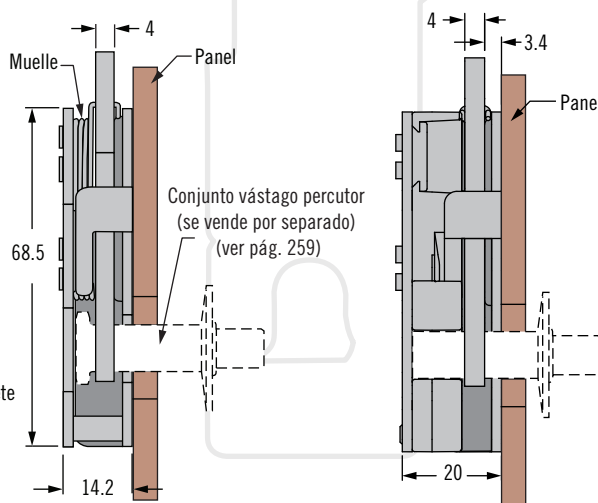
### Una etapa - Inferior (se muestra accionamiento mano izda)



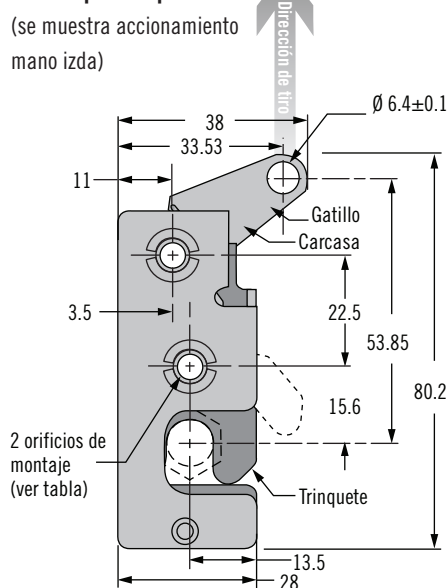
### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)

TAMAÑO REAL



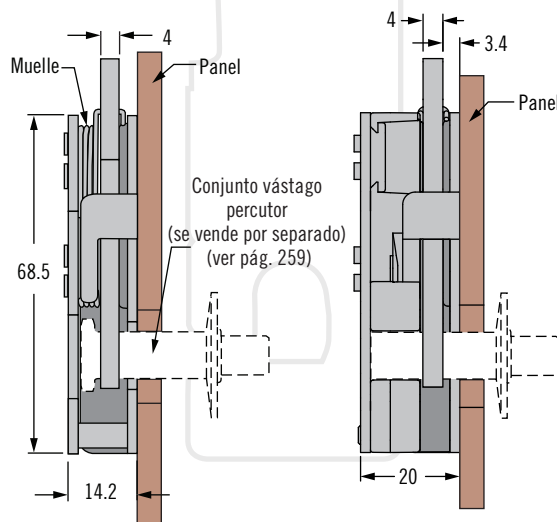
### Una etapa - Superior (se muestra accionamiento mano izda)



### Versión con amortiguador integrado

(dimensiones iguales a la versión estándar salvo donde se indiquen)

TAMAÑO REAL



### Selección la de Referencia

#### S Etapa y accionamiento

- 1 Una etapa, mano derecha
- 2 Una etapa, mano izquierda
- 3 Dos etapas, mano derecha
- 4 Dos etapas, mano izquierda

#### I Estilo de montaje

- 0 Ø7.2 pasante
- 1 1/4-20 rosca
- 2 M6 x 1 rosca

#### L Tipo de palanca

- 5 Inferior
- 6 Superior

#### M Material

- 10 Acero
- 20 Acero inoxidable (sólo en versión de Una Etapa)

#### B Estilo de base

- 1 Estándar
- 5 Versión con amortiguador integrado

R4 - 10 - S I - L O B - M

Otras opciones disponibles. Para obtener los detalles completos de variedades, referencias, instalación y especificaciones, visite [www.southco.com/R4](http://www.southco.com/R4)

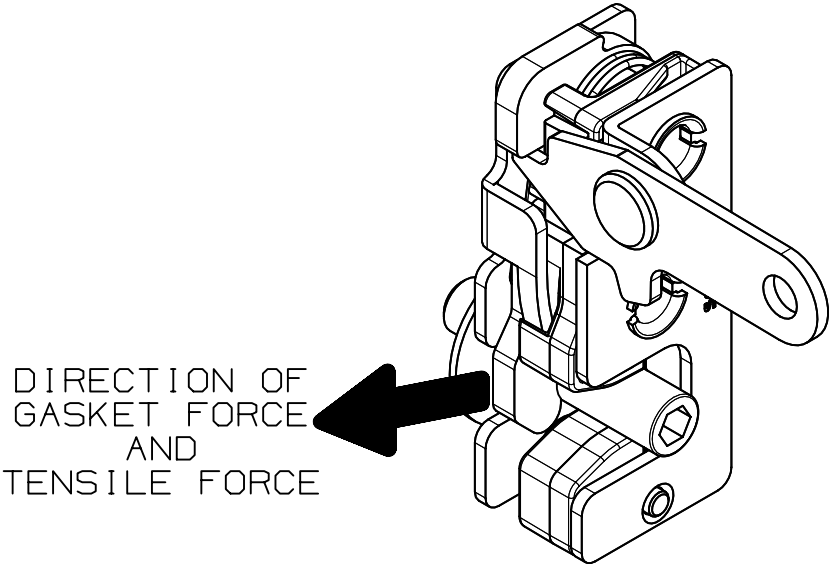
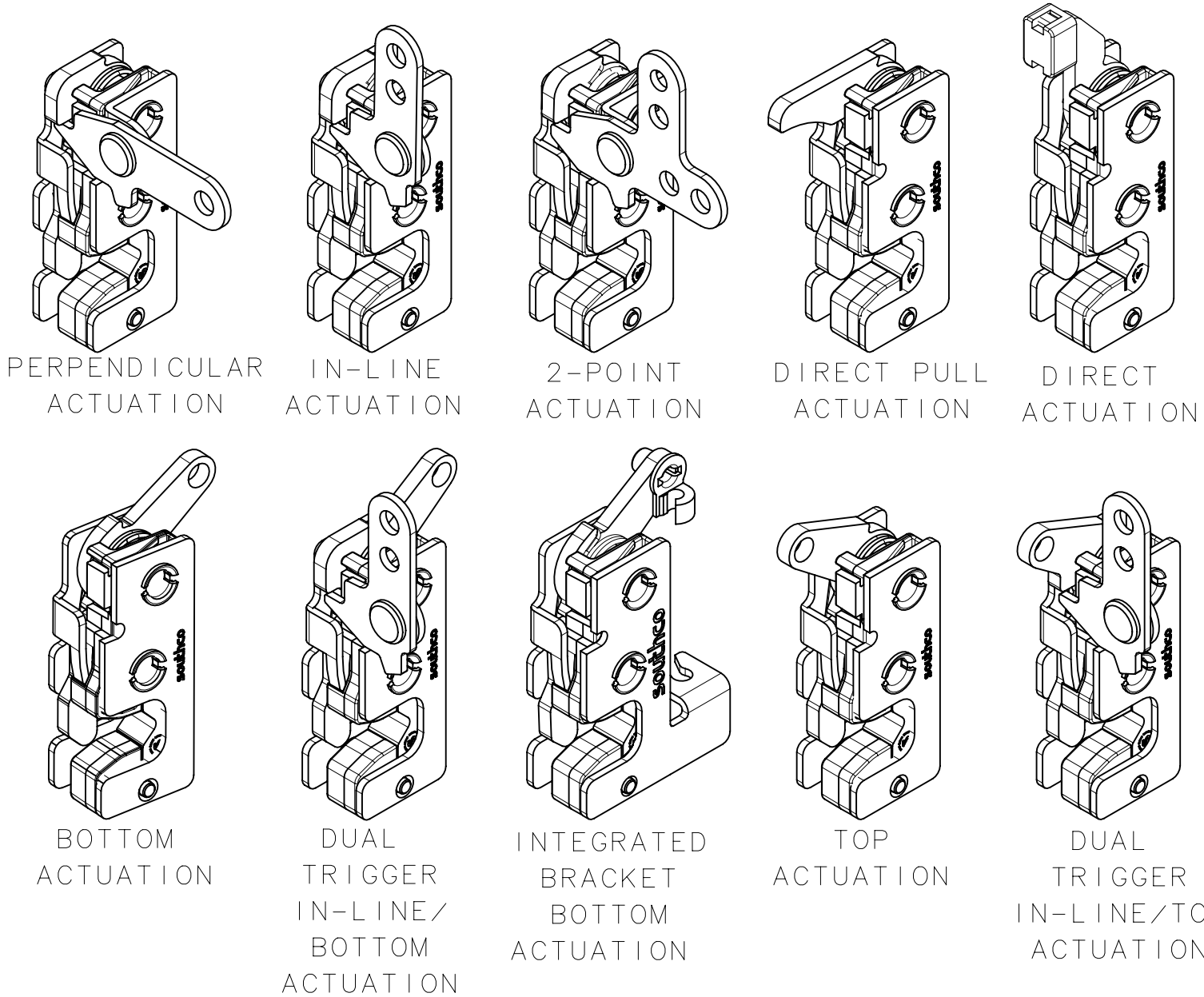


Dimensiones en milímetros salvo que se indique lo contrario

**southco**  
CONNECT · CREATE · INNOVATE

REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
F	22JUN2017	JAD/DGJ	P2017-1498

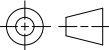
SOUTHCO PERFORMANCE GUIDELINES  
THE PERFORMANCE GUIDELINES SHOWN ON THIS PAGE ARE SUPPLIED AS A GENERAL GUIDE ONLY, AS CONDITIONS VARY WITH EACH APPLICATION AND METHOD OF INSTALLATION. STRENGTH DATA GIVEN IS FOR FAILURE OF THE PRODUCT OR FOR SUFFICIENT DEFORMATION TO MAKE THE PRODUCT INOPERABLE. NO SAFETY FACTOR HAS BEEN APPLIED. IT IS RECOMMENDED THAT THE USER REQUEST A PRODUCT SAMPLE FOR TESTING TO DETERMINE THE SUITABILITY OF THE PRODUCT FOR THE PURPOSE INTENDED AND USER'S PARTICULAR APPLICATION.



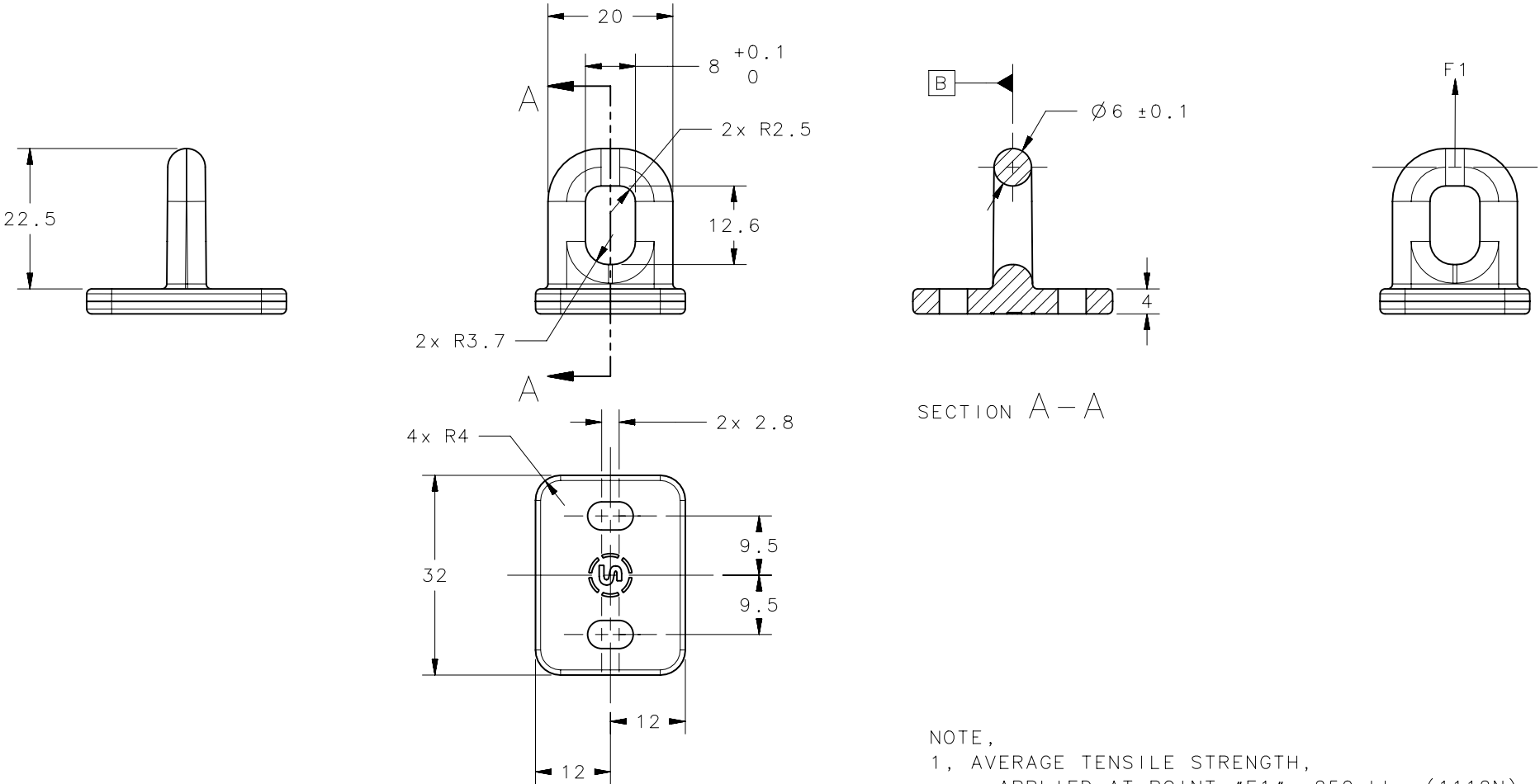
GASKET FORCE	CYCLE LIFE
100 N (22 LBF)	40,000
200 N (45 LBF)	40,000

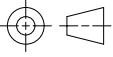

- NOTES:
1. AVERAGE ULTIMATE TENSILE FORCE BEFORE FRACTURE OR STRIKER PULL-OUT:  
SINGLE STAGE & DUAL STAGE, PRIMARY POSITION: 3600N  
DUAL STAGE, SECONDARY POSITION: 600N
  2. CYCLE AND TENSILE TEST WERE PERFORMED WITH THE STRIKER AT THE NOMINAL LATERAL POSITION (ZERO MISALIGNMENT).
  3. MAXIMUM ALLOWABLE TORQUE ON THREADED MOUNTING SCREWS IS 550 N-cm.
  4. CYCLE TESTING CONDUCTED WITH STRIKER DIAMETER OF 9.0mm

REF: trR4-20145  
trR4-22223  
trR4-22682  
trR4-24469  
trR4-24972  
trR4-26523

	THIRD ANGLE PROJECTION		<b>southco®</b> CONNECT • CREATE • INNOVATE			
	MILLIMETERS [IN]		DESCRIPTION			
	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED		TEST DATA SHEET			
	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.		R4-10 MINI ROTARY LATCH			
			SIZE A3	SYSTEM NX	DWG NO. TD-R4-1-5-J	
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.	PER ASME Y14.5M-1994		DRAWN BY DGJ/JDS	DATE 02MAR2015	SCALE NTS	SHEET 1 OF 1

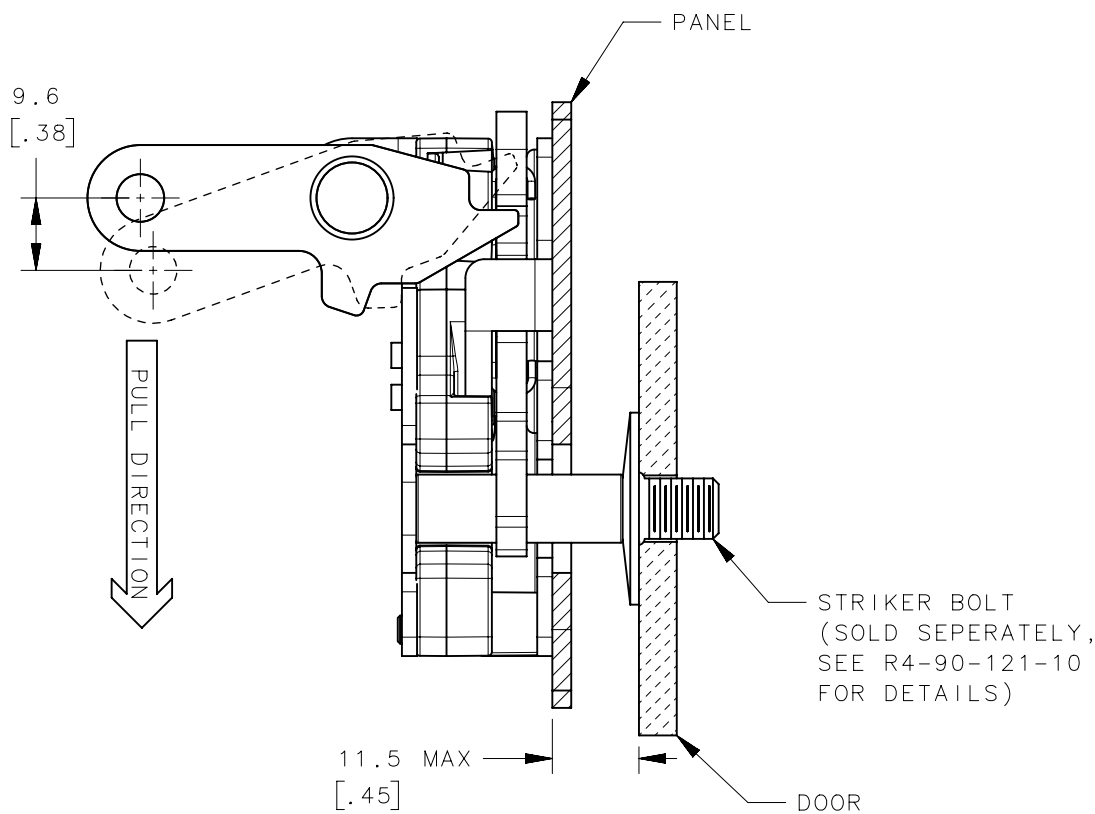
REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
A	05APR2016	JEM/MGG	PRN: IP-2016-0875



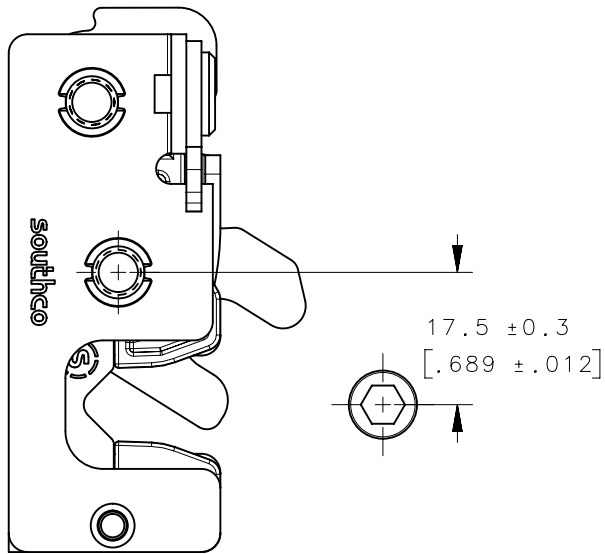
R4-0-61336	STRIKER	PA66 GF60	N/A	BLACK
PART NUMBER	TYPE OF COMPONENT	MATERIAL	HEAT TREAT	FINISH
	THIRD ANGLE PROJECTION 	<div> CONNECT • CREATE • INNOVATE</div>		
	MILLIMETERS [IN]			
SURFACE AREA 2761.89mm <sup>2</sup>	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED	DESCRIPTION  STRIKER		
VOLUME 4400.73mm <sup>3</sup>	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.			
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.		SIZE A4	SYSTEM NX	DWG NO. J-R4-0-61336
	PER ASME Y14.5M-1994	DRAWN BY JEM	DATE 05APR2016	SCALE 1:1
				SHEET 1 OF 1



REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
B	02MAR2018	DKM/DMS	PRN: P2018-0542

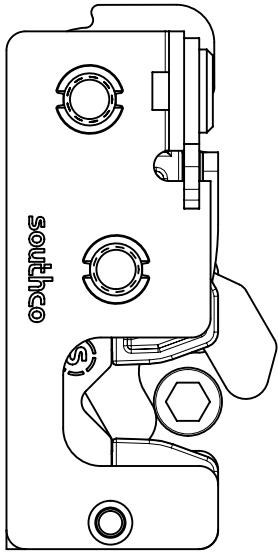


PRIMARY STAGE

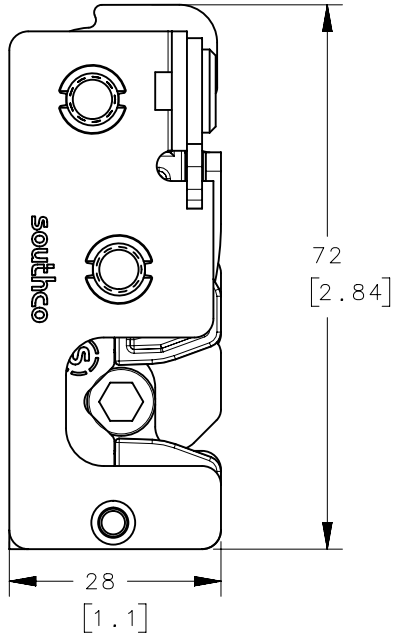


MISALIGNMENT VIEW  
(SEE NOTE B)

SECONDARY STAGE



LATCHED STAGE



NOTES:

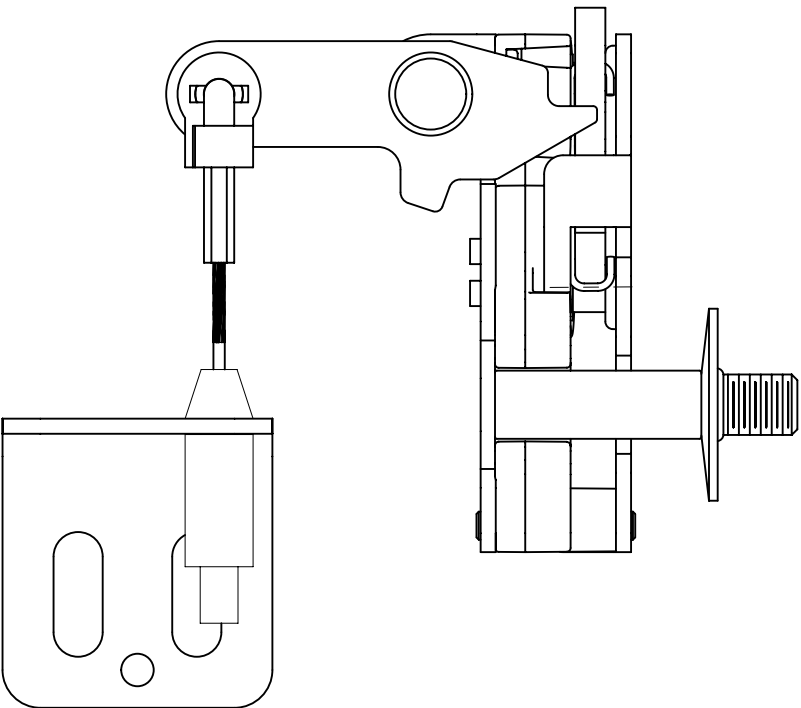
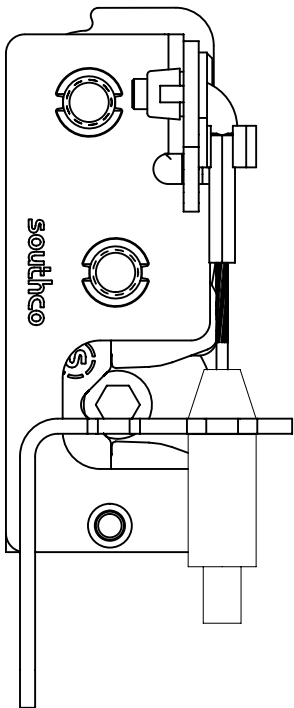
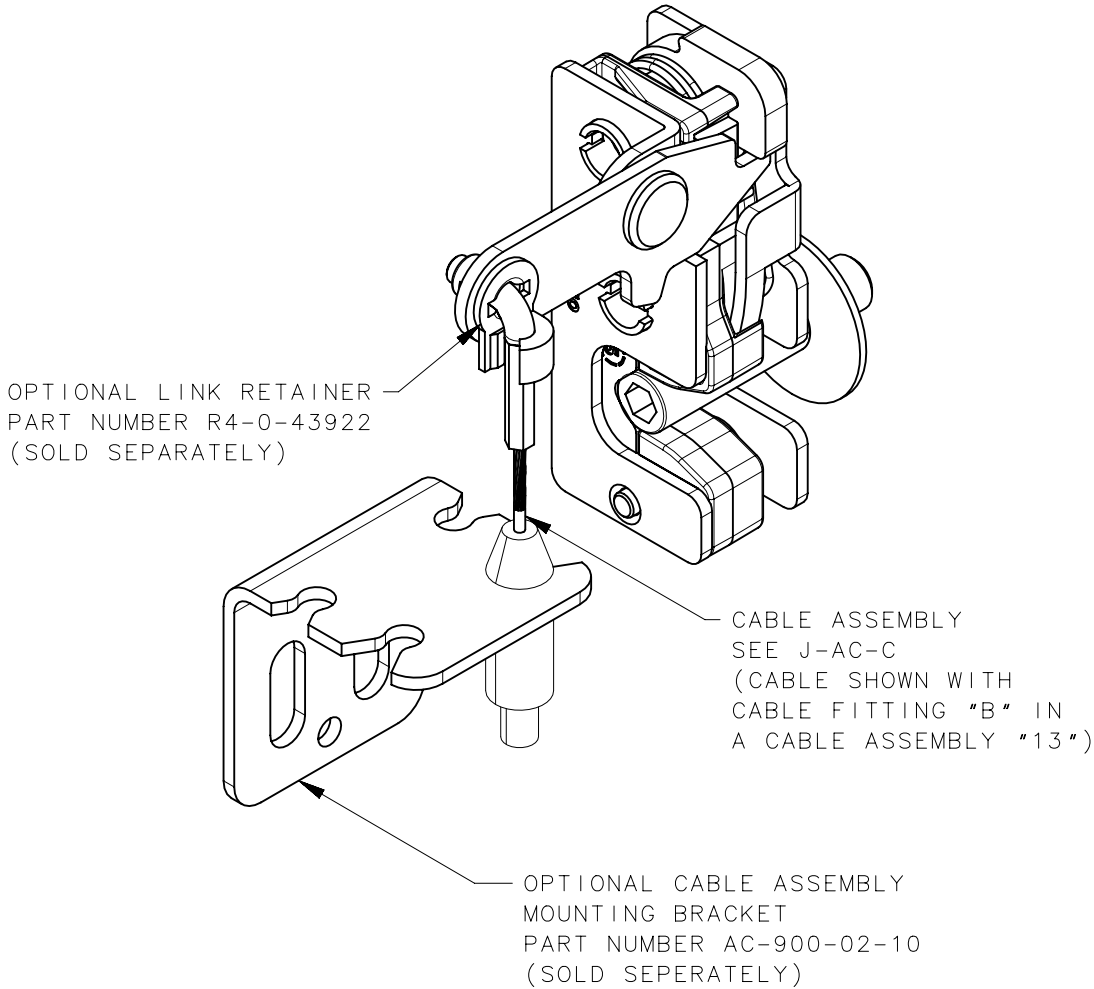
- A. THE TOLERANCE BETWEEN THE LATCH AND STRIKER BOLT ASSUMES A NON-RIGID DOOR INSTALLATION THAT WILL ALLOW THE DOOR TO MOVE INTO THE NOMINAL POSITION DURING LATCHING. RIGID DOORS MUST HAVE THE STRIKER INSTALLED PER THE PANEL PREPARATION RECOMMENDATION.
- B. THE MISALIGNMENT VIEW ASSUMES THE LATCH IS CONNECTED TO A PERFECTLY RIGID DOOR AND HINGE; THEREFORE, THERE IS NO DOOR AND/OR HINGE SLACK ASSOCIATED WITH THESE DIMENSIONS. THE MISALIGNMENT VIEW DOES NOT TAKE FLEXING OF THE STRIKER BOLT INTO ACCOUNT.

R4-10-X0-X05-10	Ø 7.2 THRU	Ø 7.2 [.299]
R4-10-X1-X05-10	1/2-20 THREAD	Ø 6.8 [.268]
R4-10-X2-X05-10	M6X1 THREAD	Ø 6.4 [.252]
PART NUMBER	MOUNTING STYLE	MINIMUM PANEL HOLE

THIRD ANGLE PROJECTION	MILLIMETERS [IN]		DESCRIPTION	
	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED		R4 MINI ROTARY LATCH LEFT HAND - BSR INSERT	
	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.		J-R4-10-5AL	
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.	PER ASME Y14.5M-1994	DRAWN BY CMG/DGJ	DATE 08MAY2014	SCALE 1:1
		SHEET 2 OF 3		

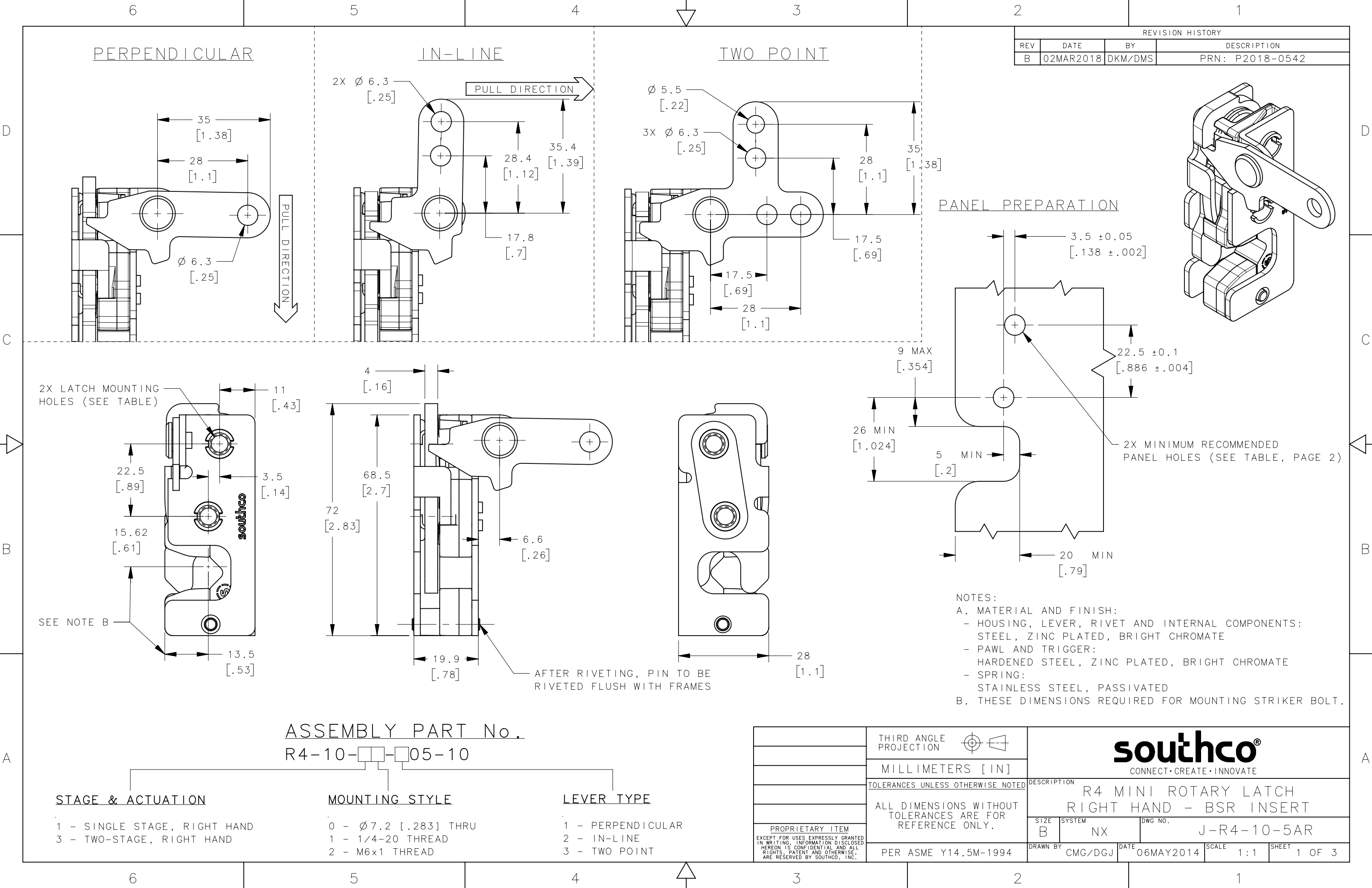
REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
B	02MAR2018	DKM/DMS	PRN: P2018-0542

PERPENDICULAR LEVER OPTION SHOWN

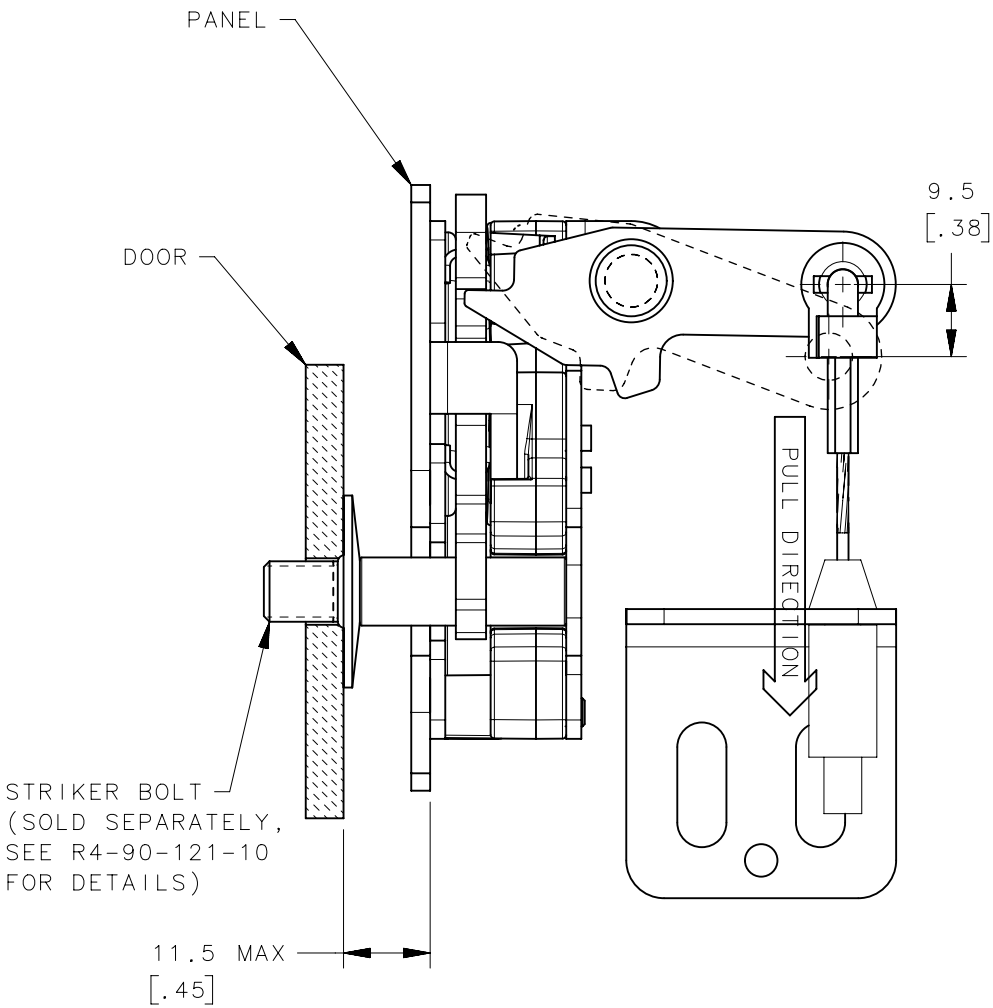


THIRD ANGLE PROJECTION	MILLIMETERS [IN]		<b>southco®</b> CONNECT • CREATE • INNOVATE		
	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED		DESCRIPTION R4 MINI ROTARY LATCH LEFT HAND - BSR INSERT		
	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.		SIZE B	SYSTEM NX	DWG NO. J-R4-10-5AL
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.	PER ASME Y14.5M-1994		DRAWN BY CMG/DGJ	DATE 08MAY2014	SCALE 1:1
				SHEET 3 OF 3	

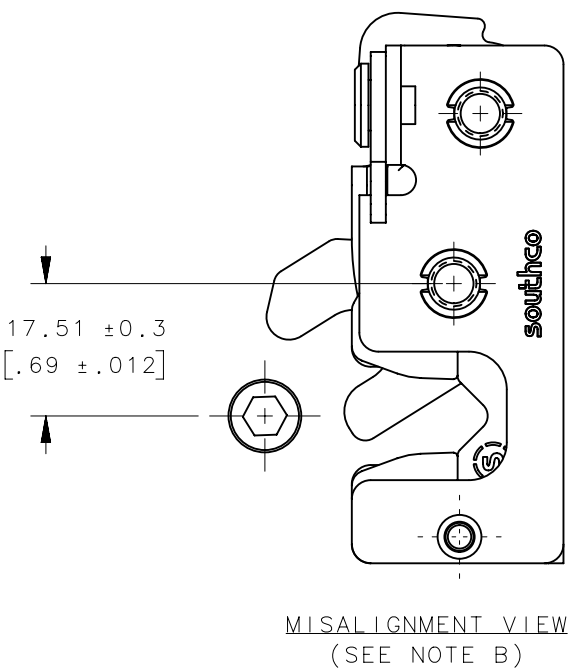




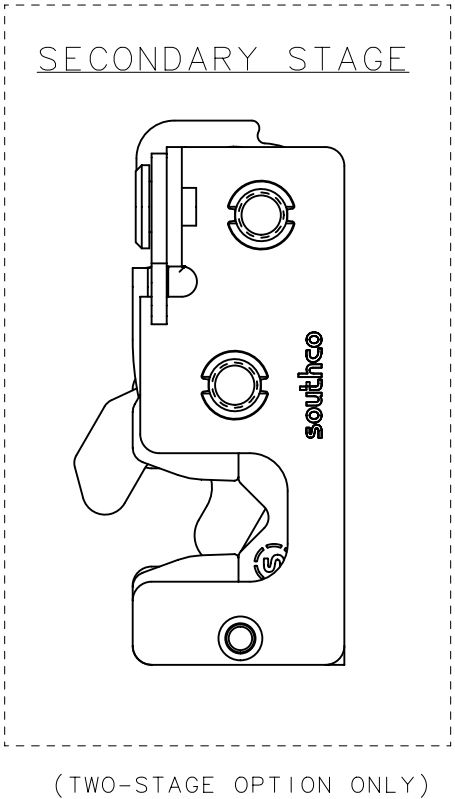
REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
B	02FEB2018	DKM/DMS	PRN: P2018-0542



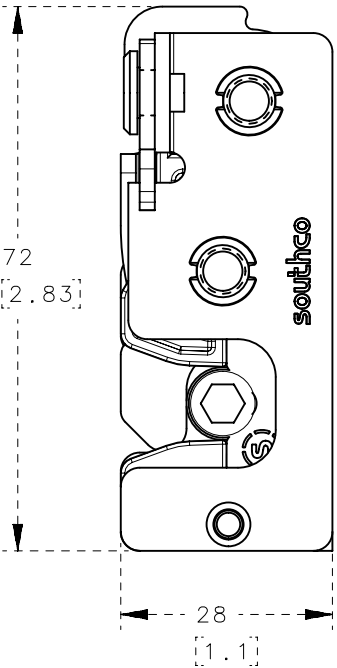
PRIMARY STAGE



SECONDARY STAGE



LATCHED STAGE



NOTES:

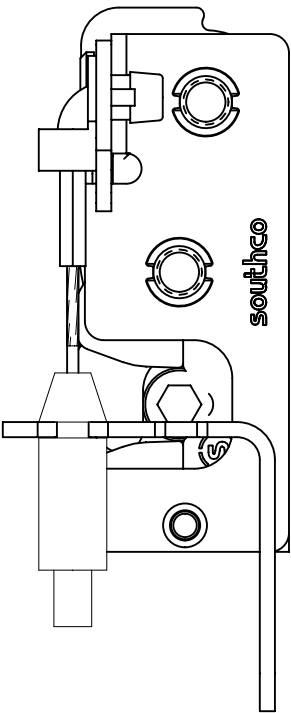
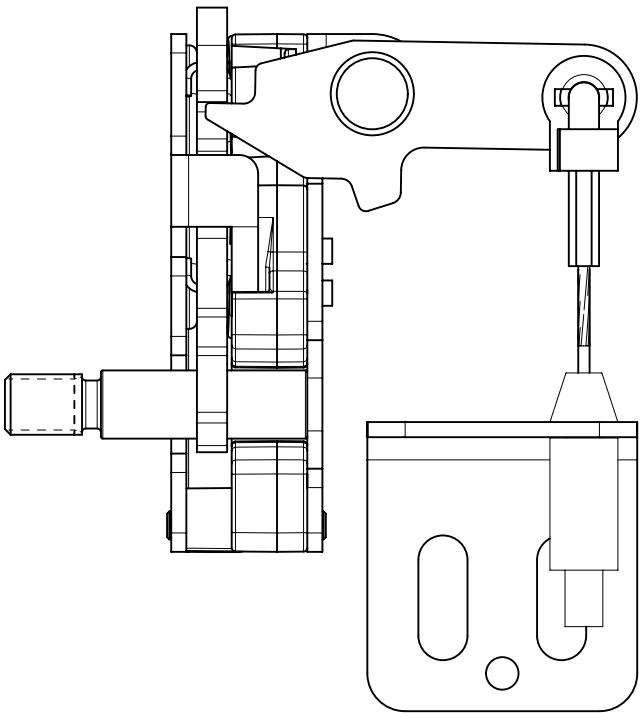
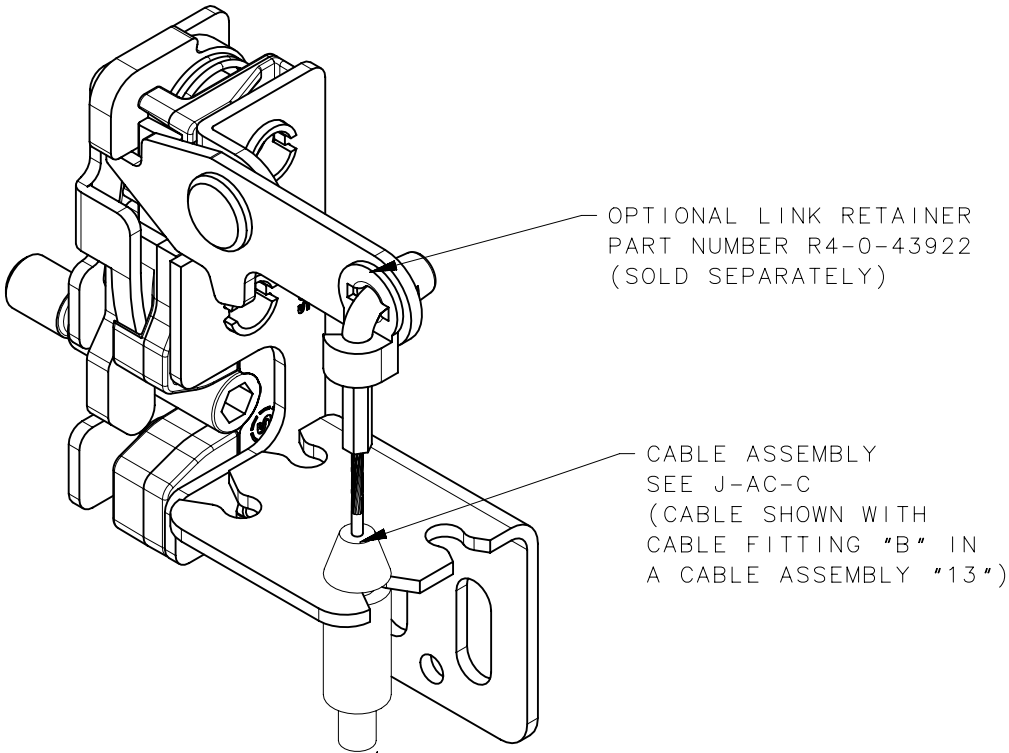
- A. THE TOLERANCE BETWEEN THE LATCH AND STRIKER BOLT ASSUMES A NON-RIGID DOOR INSTALLATION THAT WILL ALLOW THE DOOR TO MOVE INTO THE NOMINAL POSITION DURING LATCHING. RIGID DOORS MUST HAVE THE STRIKER INSTALLED PER THE PANEL PREPARATION RECOMMENDATION.
- B. THE MISALIGNMENT VIEW ASSUMES THE LATCH IS CONNECTED TO A PERFECTLY RIGID DOOR AND HINGE; THEREFORE, THERE IS NO DOOR AND/OR HINGE SLACK ASSOCIATED WITH THESE DIMENSIONS. THE MISALIGNMENT VIEW DOES NOT TAKE FLEXING OF THE STRIKER BOLT INTO ACCOUNT.

R4-10-X0-X05-10	Ø 7.2mm THRU	Ø 7.2 [.299]
R4-10-X1-X05-10	1/4-20 THREAD	Ø 6.8 [.268]
R4-10-X2-X05-10	M6x1 THREAD	Ø 6.4 [.252]
ASSEMBLY PART NUMBER	MOUNTING STYLE	MINIMUM PANEL HOLE

THIRD ANGLE PROJECTION	MILLIMETERS [IN]		DESCRIPTION	
	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED		R4 MINI ROTARY LATCH	
	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.		RIGHT HAND - BSR INSERT	
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.	SIZE B	SYSTEM NX	DWG NO. J-R4-10-5AR	
	PER ASME Y14.5M-1994	DRAWN BY CMG/DGJ	DATE 06MAY2014	SCALE 1:1
		SHEET 2 OF 3		

REVISION HISTORY			
REV	DATE	BY	DESCRIPTION
B	02MAR2018	DKM/DMS	PRN: P2018-0542

PERPENDICULAR LEVER OPTION SHOWN



THIRD ANGLE PROJECTION	MILLIMETERS [IN]		DESCRIPTION	
	TOLERANCES UNLESS OTHERWISE NOTED		R4 MINI ROTARY LATCH	
	ALL DIMENSIONS WITHOUT TOLERANCES ARE FOR REFERENCE ONLY.		RIGHT HAND - BSR INSERT	
PROPRIETARY ITEM EXCEPT FOR USES EXPRESSLY GRANTED IN WRITING, INFORMATION DISCLOSED HEREON IS CONFIDENTIAL AND ALL RIGHTS, PATENT AND OTHERWISE, ARE RESERVED BY SOUTHCO, INC.	SIZE	SYSTEM	DWG NO.	
	B	NX	J-R4-10-5AR	
PER ASME Y14.5M-1994		DRAWN BY	DATE	SCALE
		CMG/DGJ	06MAY2014	1:1
		SHEET		3 OF 3

# Definición y Tabla del Grado de Protección (IP), acorde a DIN EN IEC 60529

## Definición del grado/índice de protección acorde a DIN EN IEC60529

Los niveles de protección están indicados por un código compuesto por dos letras constantes "IP" y dos números que indican el grado de protección. Por ejemplo: IP54

### Ejemplo:

Ejemplo: Código IP65

Primer Índice: — Protección contra el ingreso de cuerpos sólidos.

Segundo Índice: — Protección contra líquidos.

Grado de protección contra la introducción de cuerpos sólidos			Grado de protección al agua		
Primer Índice	Descripción	Alcance de la protección	Segundo Índice	Descripción	Alcance de la Protección
0	<b>Sin protección</b>	Sin especial protección para personas contra un contacto directo de piezas móviles internas y las externas con vida. Sin protección a los equipamientos contra el ingreso de objetos sólidos externos.	0	<b>Sin protección</b>	Sin ninguna protección especial
1	<b>Protección contra los cuerpos sólidos grandes</b>	Protección contra el contacto accidental de grandes áreas con vida y partes interiores con movimiento, por ejemplo: la parte posterior de la mano. Pero sin protección contra el acceso deliberado del mismo. Protección contra el ingreso de objetos sólidos con un diámetro mayor que 50 mm.	1	<b>Protección contra el goteo de agua vertical (condensación)</b>	La caída vertical de gotas de agua no debe causar daños
2	<b>Protección contra los cuerpos sólidos medianos</b>	Protección contra el contacto entre los dedos y las partes interiores móviles. Protección contra el ingreso de objetos sólidos con un diámetro mayor a 12,5mm.	2	<b>Protección contra el goteo de agua inclinada verticalmente</b>	La caída de gotas de agua con hasta un ángulo de 15° de la vertical desde cualquier dirección, no debe causar daño.
3	<b>Protección contra los cuerpos sólidos pequeños</b>	Protección contra el contacto entre las piezas móviles internas y herramientas, cables, hilos... con un espesor mayor a 2,5mm. Protección contra el ingreso de objetos sólidos con un diámetro mayor a 2,5mm.	3	<b>Protección contra agua en spray</b>	La caída de gotas de agua con hasta un ángulo de 60° de la vertical desde cualquier dirección, no debe causar daño. (lluvia)
4	<b>Protección contra los cuerpos sólidos muy pequeños (granulados)</b>	Protección contra el contacto entre las piezas móviles interiores y herramientas, cables, hilos... con un espesor mayor a 1mm. Protección contra el ingreso de objetos sólidos con un diámetro mayor a 1mm.	4	<b>Protección contra las salpicaduras de agua</b>	Las salpicaduras de agua desde cualquier dirección, no deben de causar daños al interior.
5	<b>Protección contra los residuos de polvo</b>	Protección contra el contacto entre las piezas móviles interiores y el ingreso de polvo. El ingreso no se previene completamente, pero el polvo no puede penetrar en tales cantidades que puedan afectar al funcionamiento correcto del mismo.	5	<b>Protección contra chorros de agua de cualquier dirección con manguera</b>	Los chorros de agua producidos con manguera y desde cualquier dirección, no deben de causar daño al interior.
6	<b>Protección total contra la penetración de cualquier cuerpo sólido (estanqueidad)</b>	Protección total contra el contacto de las piezas móviles interiores. Protección contra cualquier ingreso de polvo.	6	<b>Protección contra inundaciones</b>	La cantidad de agua que se introduzca, en casos de inundación esporádica o temporal, no debe dañar el interior, por ejemplo, los golpes de mar.
			7	<b>Protección contra la inmersión temporal</b>	La cantidad de agua que se introduzca, en caso de sumergir el equipamiento en específicas condiciones de presión entre 1 y 30 minutos, no debe dañar las piezas internas del mismo.
			8	<b>Protección durante inmersión continua</b>	El agua que se pueda introducir, si sumergimos el equipamiento al menos con 2 horas y con una presión de 2 bares (para los racores HelaGuard IP68 No Metálicos) y de 5 horas y con una presión de 5 bares (para los racores HelaGuard IP68 Metálicos), no deben producir daño en el interior.
			9k	<b>Protección contra la introducción de agua usando pistolas de limpieza de alta presión</b>	El agua que se introduzca en el interior, producida al utilizar pistolas de limpieza con agua de alta presión, no deben causar daño interior.